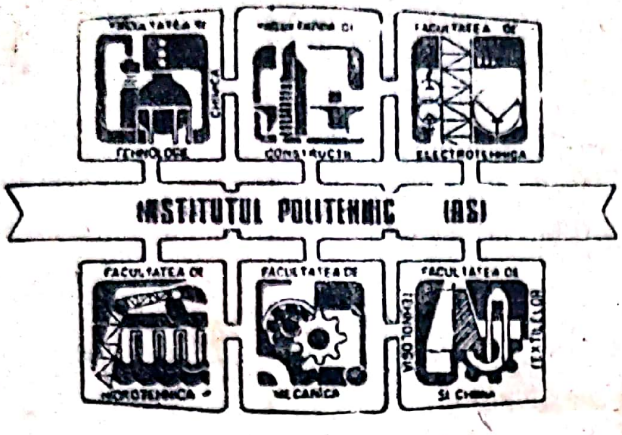
INSTITUTUL POLITEHNIC „GH. ASACHI“ IAȘI
FACULTATEA DE MECANICĂ



Virgil Giurcă

COMPRESOARE
I
COMPRESOARE CU PISTON

Pentru uzul studenților
— 1982 —

Scanned with OKEN Scanner

INSTITUTUL POLITEHNIC „GHEORGHE ASACHI" DIN IASI
FACULTATEA DE MECANICĂ

Virgil Giurcă

C O M P R E S O A R E

I

COMPRESOARE CU PISTON

- 1 9 8 2 -

Scanned with OKEN Scanner

PREFATA

Compresoarele sînt de neînlocuit în multe tehnologii actuale şi de perspectivă. In cadrul maşinilor termice, compresoarele constituie componente principale pentru motoarele cu turbină cu gaze, motoarele cu piston cu umplere forţată, pompele de căldură şi instalaţiile frigorifice cu comprimare mecanică. Se disting, însă, numeroase alte domenii în care compresoarele îndeplinesc un rol important: industria chimică, industria siderurgică, industria alimentară, tehnica transporturilor rutiere, feroviare, navale şi aeriene, transportul pneumatic, acţionările pneumatice, criogenia, tehnica vidului, metrologia şi automatica.

In ultimii ani, o dată cu toate celelalte ramuri industriale, construcţia de compresoare a înregistrat progrese deosebite în ţara noastră. Astfel, mari unităţi de profil asigură atît compresoarele şi suflantele necesare pentru economia naţională, cît şi agregate variate pentru export. Creaţia tehnică originală se exprimă printr-o gamă din ce în ce mai largă de asemenea maşini, ale căror performanţe sînt în continuă creştere.

Compresoarele sînt maşini termice şi, ca urmare, se studiază în cadrul unui curs de specialitate la secţia de maşini termice din Facultatea de mecanică. Cursul de COMPRESOARE este structurat pe următoarele categorii distincte de compresoare: compresoare cu piston, compresoare volumice rotative, compresoare centrifuge şi compresoare axiale.

Acest volum este dedicat compresoarelor cu piston, cele mai frecvent utilizate în prezent. Sînt tratate aspectele constructive şi funcţionale, performanţele, metodele de reglare şi elemente le de proiectare. La redactare s-a avut în vedere că în cadrul lucrărilor de laborator şi în activitatea de cercetare-proiectare se aduc o serie de completări privind construcţia, experimentarea, exploatarea şi întreţinerea. De asemenea, se pot aprofunda metodele de proiectare specifice compresoarelor respective.

Autorul foloseşte această cale pentru a menţiona, în semn de recunoştinţă, numele studenţilor care i-au acordat concursul

la realizarea grafică a lucrării, prin trasarea în tuş a desenelor:

Munteanu Constantin,
Cioc Ioan,
Cocuz Nicuşor,
Velişcu Irinel,
Robciuc Ioan,
Vasilescu Micu Constantin şi
Gheletiuc Gabriela,

din anul V - M.T., promoţia 1982.

Scanned with OKEN Scanner

INTRODUCERE

1. Principiile de funcţionare a compresoarelor

Compresorul este o maşină termică generatoare care serveşte la prelucrarea gazelor sau vaporilor şi are rolul de a transforma energia mecanică, furnizată de un motor de antrenare, în energie utilă legată de presiunea şi viteza gazului prelucrat.

Procesul de funcţionare a compresórului constă în aspiraţia gazului în organul activ, comprimarea gazului şi apoi refularea acestuia spre utilizare. Deci, compresorul realizează mărirea presiunii gazului şi vehicularea lui dintr-o incintă cu presiune coborîtă, într-o incintă cu presiune ridicată.

Conform teoriei cinetico-moleculare, presiunea absolută a unui gaz imobil p^* este determinată de numărul şi intensitatea ciocnirilor moleculare pe unitatea de suprafaţă în unitatea de timp:

$$p^* = \frac{2}{3} \zeta \, n \frac{m.\overline{w}^2}{2} = \frac{2}{3}. \zeta \, .\frac{N}{V}.a.T^* \qquad (1)$$

$n = \frac{N}{V}$ este numărul de molecule din unitatea de volum de gaz;

V - volumul ocupat de gaz;

ζ - coeficientul de compresibilitate a gazului, dependent de proprietăţile şi parametrii de stare ai gazului (pentru gaze ideale $\zeta = 1$);

$\overline{w}$ - viteza medie pătratică a moleculelor (viteza corespunzătoare agitaţiei termice haotice);

$\frac{m\overline{w}^2}{2} = a.T^*$ - energia cinetică a moleculelor, proporţională cu temperatura totală (de frînare) a gazului;

a - coeficient de proporţionalitate, identic pentru toate gazele;

p^*, T^* - presiunea şi temperatura absolută a gazului imobil.

In cazul unui curent de gaz expresia (1) devine

$$p^* = \frac{2}{3}. \zeta \, .n.(T + \frac{c^2}{2.c_p}) \qquad (2)$$

unde c_p este căldura specifică a gazului la presiune constantă.

Această egalitate exprimă legitatea transformării recipro-

ce a energiei cinetice a gazului din mişcarea dirijată în energie de mişcare termică şi invers. De asemenea, relaţia (2) arată că presiunea gazului depinde de următoarele mărimi: concentraţia moleculelor n, temperatura absolută T şi energia cinetică a gazului în mişcare orientată cu viteza c. Deci, pentru mărirea presiunii gazului rezultă următoarele procedee:

a. mărirea energiei cinetice a gazului şi transformarea ei ulterioară în energie potenţială;

b. mărirea concentraţiei moleculelor n prin micşorarea V şi menţinerea N = const sau prin mărirea N şi menţinerea V = const;

c. mărirea temperaturii gazului prin aport de căldură, adică prin amplificarea energiei cinetice a moleculelor în mişcare termică.

Compresoarele propriu-zise utilizează numai primele două procedee, cel de al treilea procedeu de creştere a presiunii fiind aplicat în cazul motoarelor termice cu piston sau cu turbină cu gaze care funcţionează cu aport de căldură la V = const.

2. Clasificarea compresoarelor. Caracteristici de funcţionare

Compresoarele se clasifică în funcţie de următoarele criterii: principiul de funcţionare; soluţia constructivă; parametrii principali şi destinaţia.

Clasificarea după principiul de funcţionare. Principiul de funcţionare a compresorului reprezintă totalitatea proceselor fizice care conduc la creşterea presiunii gazului. In funcţie de modul în care se aplică primele două procedee de mărire a presiunii, se disting două categorii de compresoare: compresoare dinamice şi compresoare volumice.

Compresoarele dinamice (turbocompresoarele, compresoarele cu palete) valorifică primul procedeu de mărire a presiunii şi realizează transformarea continuă a energiei mecanice în energie cinetică şi potenţială a gazului. Astfel, în rotorul paletat plasat pe arborele antrenat de motor se produce transformarea energiei mecanice în energie cinetică a gazului în mişcare dirijată, adică mărirea vitezei acestuia. Totodată, o parte din energia mecanică se transformă în energie potenţială legată de presiune. In continuare, gazul pătrunde în difuzor (aparat director), în care se realizează transformarea energiei cinetice a curentului de gaz în energie potenţială lega-

tă de presiunea statică a acestuia, prin micşorarea vitezei gazului. Privind în sensul de curgere a gazului prin compresor, secţiunile de trecere prin rotor şi aparatul director se prezintă sub forma unor canale difuzoare.

Compresoarele volumice (compresoarele statice) valorifică cel de al doilea procedeu de creştere a presiunii, adică, realizează mărirea presiunii gazului prin micşorarea volumului pe care îl ocupă. In acest scop se utilizează un piston sau un alt element mobil care se deplasează într-un cilindru fix.

Energia mecanică provenită de la motorul de antrenare se transformă direct în energie potenţială a gazului. In mod obişnuit, acest proces este intermitent (periodic).

Clasificarea după soluţia constructivă. Fiecare din cele două categorii de compresoare se prezintă sub forma mai multor soluţii constructive distincte. Clasificarea compresoarelor din punct de vedere constructiv se poate face după mai multe criterii.

In mod obişnuit, compresoarele dinamice se clasifică în funcţie de traiectoria liniei de curent medii în raport cu axa de rotaţie a maşinii. Din acest punct de vedere, compresoarele dinamice pot fi: centrifuge sau radiale (traiectoria liniei de curent prin rotor se înscrie într-un plan normal la axa de rotaţie a acestuia), axiale (linia de curent se înscrie pe o suprafaţă cilindrică, sau apropiată de o asemenea suprafaţă, coaxială cu axa rotorului), diagonale (linia de curent se înscrie pe o suprafaţă conică avînd un unghi de vîrf mare) şi combinate (prin intercalarea tipurilor constructive precedente).

Compresoarele volumice se clasifică în funcţie de caracterul mişcării pistonului. Astfel, se disting: compresoare cu piston (în mişcare de translaţie alternativă) şi compresoare rotative (prevăzute cu rotor sau cu piston rotativ).

Clasificarea în funcţie de parametrii funcţionali principali. Funcţionarea compresorului se caracterizează prin următorii parametrii principali: productivitatea masică (volumică) sau debitul masic (volumic), raportul de comprimare (raportul de creştere a presiunii) şi turaţia rotorului sau viteza de deplasare a elementului mobil al compresorului.

Productivitatea sau debitul compresorului reprezintă cantitatea de fluid de lucru care trece în unitatea de timp prin secţiunea de ieşire a racordului de refulare.

In cazul aceluiaşi compresor, dacă turaţia lui şi rezistenţa reţelei pe care livrează gaz se menţin neschimbate, debitul masic depinde numai de parametrii de stare de la aspiraţie, p_A şi T_A. In absenţa pierderilor de gaz, debitul masic în oricare secţiune de trecere a compresorului este constant. In schimb, debitul volumic pe traiectul de gaz de la aspiraţie spre refulare scade, deoarece prin comprimare presiunea şi temperatura gazului cresc, iar volumul specific al acestuia se micşorează.

Productivitatea compresorului se poate exprima prin:

- debitul masic la refulare,

$$Q_{mR} = Q_{VR} \cdot \rho_R \quad \left[\frac{kg}{s}\right] \qquad (3)$$

unde:

Q_{VR} este debitul volumic la refulare, iar

ρ_R - masa specifică a gazului la refulare;

- debitul volumic de gaz refulat raportat la condiţiile de stare de la aspiraţie;

$$q = \frac{\rho_R}{\rho_A} \cdot Q_{VR} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right] \qquad (4)$$

unde ρ_A este masa specifică a gazului în condiţiile de stare de la aspiraţie, p_A şi T_A;

- debitul volumic de gaz refulat raportat la condiţiile de stare fizică normală, p_N şi T_N:

$$Q = \frac{p_R}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_R} \cdot Q_{VR} \quad \left[\frac{Nm^3}{s}\right] \qquad (5)$$

sau

$$Q = \frac{\rho_R}{\rho_N} \cdot Q_{VR} \quad \left[\frac{Nm^3}{s}\right] \qquad (6)$$

unde ρ_N este masa specifică a gazului în condiţiile de stare fizică normală.

In mod obişnuit, productivitatea compresoarelor dinamice este mult mai mare decît a celor volumice şi este mai potrivit să se exprime sub forma productivităţii masice, Q_{mR}. Din acest punct de vedere, compresoarele dinamice pot fi cu productivitate mică ($Q_{mR} < 10$ kg/s), cu productivitate medie ($Q_{mR} = 10...30$ kg/s) şi cu productivitate mare ($Q_{mR} > 30$ kg/s). In general, compresoarele centrifuge sînt de productivitate mică sau medie, iar compresoarele axiale sînt de productivitate mare.

Compresoarele volumice se caracterizează prin productivitatea volumică raportată la starea de aspiraţie, q, sau la starea fizică normală, Q. Ele pot fi compresoare mici ($Q < 10\ Nm^3/min$), compresoare mijlocii ($Q = 10...30\ Nm^3/min$), compresoare mari ($Q > 30\ Nm^3/min$) şi compresoare foarte mari ($Q > 100\ Nm^3/min$).

Raportul de comprimare al compresorului reprezintă raportul dintre presiunea finală p_f şi presiunea iniţială p_i. In particular, raportul de comprimare se mai exprimă prin raportul dintre presiunea din secţiunea de ieşire a racordului de refulare (spre utilizare), p_R, şi presiunea din secţiunea de intrare în racordul de aspiraţie, p_A:

$$\pi_C = \frac{p_R}{p_A} \qquad (7)$$

In cazul compresoarelor dinamice raportul de comprimare se poate exprima şi în funcţie de presiunile de frînare:

$$\pi_C^* = \frac{p_R^*}{p_A^*} \qquad (8)$$

Compresoarele cu piston se pot caracteriza şi prin presiunea de refulare p_R. In funcţie de valoarea raportului de comprimare se disting: ventilatoare ($\pi_C < 1,1$), suflante ($\pi_C = 1,1...3,0$ - fără răcire) şi compresoare ($\pi_C > 3,0$).

In general, compresoarele dinamice funcţionează la rapoarte de comprimare mai mici decît compresoarele volumice(cu piston). In mod obişnuit compresoarele centrifuge realizează valori $\pi_C = 4...5$, dar, sînt construcţii care ating sau depăşesc 40. Compresoarele axiale funcţionează la rapoarte de comprimare $\pi_C = 6...13$.

Compresoarele volumice funcţionează la rapoarte de comprimare $\pi_C = 2...100$, valorile mai ridicate fiind realizate de compresoarele cu piston.

In funcţie de presiunea de refulare compresoarele sînt de joasă presiune ($p_R < 1$ MPa), de presiune medie ($p_R = 1...8$ MPa) de presiune înaltă ($p_R > 8$ MPa) şi de presiune foarte înaltă ($p_R > 100$ MPa).

Turaţia rotorului sau viteza medie a pistonului caracterizează viteza de deplasare a elementelor active ale compresoarelor. Compresoarele dinamice funcţionează la turaţii $n = 3000...25000$ rot/min, dar sînt compresoare centrifuge care ating valori de 30.000...90.000 rot/min. Compresoarele volumi-

ce rotative au turaţii n = 75o...3o.ooo rot/min. La compresoarele cu piston viteza medie a pistonului se înscrie în limitele: 4,5...8 m/s.

Alte caracteristici funcţionale pot fi: presiunea la aspiraţie, p_A; presiunea la refulare, p_R; puterea aplicată la arbore, P_a.

Compresoarele dinamice mai prezintă ca o mărime caracteristică viteza gazului prin canalele delimitate de palete. In funcţie de valoarea vitezei respective, c, sau de numărul Mach, M (M = c/a, c fiind viteza medie a gazului în secţiunea de referinţă, iar a viteza sunetului sau celeritatea corespunzătoare parametrilor de stare ai gazului în secţiunea respectivă) se deosebesc compresoare subsonice ($c < a$ sau $M < 1$); compresoare sonice ($c = a$ sau $M = 1$); compresoare supersonice ($c > a$ sau $M > 1$). Obs.: Din cauza neuniformităţii cîmpului de viteze la intrarea în reţelele de palete se distinge numărul Mach critic, M_{cr}, corespunzător căruia, într-un punct oarecare al secţiunii de intrare, apare o viteză locală egală cu viteza sunetului. In prezent, pentru reţelele de palete subsonice $M_{cr} = o,75$.

Compresoarele de aer subsonice se caracterizează prin aceea că debitul şi raportul de comprimare au valori limitate de raportul de comprimare al treptei, care nu este mai mare decît 2 la treptele centrifuge şi decît 1,35 la treptele axiale. De aceea, la raporte mari de comprimare, compresoarele subsonice au un număr mare de trepte şi sînt de gabarite importante. In schimb, randamentele lor sînt superioare celor ale compresoarelor sonice sau supersonice. De obicei, compresoarele subsonice sînt staţionare, nefiind necesară respectarea unor cerinţe deosebite privind dimensiunile şi masa lor.

Compresoarele supersonice realizează rapoarte de comprimare mai mari decît cele subsonice, atingînd şi depăşind 3,5 pe treaptă. Ele au gabarite şi mase reduse, dar, funcţionează cu randamente coborîte şi nivele de zgomot ridicate. Viteza gazelor în interiorul maşinii atinge 7oo m/s. Aceste compresoare se utilizează, îndeosebi, în instalaţii de transport.

Valorile obişnuite ale parametrilor principali pentru diferite tipuri de maşini se înscriu în limitele prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Tipul maşinii	Utilizarea	Debitul Q $\left[\frac{Nm^3}{min}\right]$	Debitul Q_{mR} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	Raportul de comprimare π_c	Turaţia n rot/min
cu piston	pompă de vid	o...1oo	——	1...5o	6o...15oo
	compresor	o...5oo	.. o,1	2,5...11oo	1oo...3ooo
rotativă	pompă de vid	o...1oo	——	1...5o	25o...6ooo
	suflântă	o...5oo	... 3	1,1...3	3oo...15ooo
	compresor	o...5oo	... 3	3...12	3oo...15ooo
centrifugă	ventilator	o...6ooo		1...1,15	3oo...3ooo
	suflantă	o...5ooo		1,1...4	3oo...3ooo (9o.ooo)
	compresor	1oo..4ooo	...5o	3...2o	15oo...45ooo
axială	ventilator	5o..1oooo		1...1,o4	75o..1oooo
	compresor	1oo..15ooo	...425	2...2o	5oo..2oooo

Observaţii:

a. Pompa de vid este o maşină destinată pentru producerea vidului într-un spaţiu închis. Pompele de vid cu piston şi rotative fac parte din categoria pompelor de vid mecanice şi sînt capabile să producă un vid de pînă la $o,5.1o^{-5}$ Torr.

b. Ventilatoarele care asigură transportul gazelor printr-un canal de gaze realizînd în acest scop o depresiune la ieşirea din canalul respectiv se numesc exhaustoare. Ele se utilizează la aspirarea şi evacuarea aerului sau a altor gaze din încăperi închise, în vederea aerisirii, desprăfuirii, transportului de particule solide în suspensie în aer sau în gaze (transport pneumatic). Se menţionează exhaustoarele folosite la cazane de abur pentru realizarea tirajului forţat.

c. In afară de tipurile principiale de compresoane menţionate mai există compresoare periferiale, care funcţionează pe acelaşi principiu ca pompele turbionare, precum şi ejectoare.

d. Compresorul este o maşină reversibilă. Utilizat ca motor pneumatic serveşte la transformarea energiei de presiune a aerului sau a altui gaz, comprimat în prealabil, în energie mecanică. Motoarele pneumatice pot fi cu piston şi cu turbină.

3. Avantajele şi dezavantajele compresoarelor

In comparaţie cu compresoarele cu piston, compresoarele dinamice oferă următoarele avantaje: continuitatea livrării gazului spre consumator; echilibrarea dinamică a rotorului; simplitatea constructivă de ansamblu; randamentul mecanic superior; turaţia ridicată, adecvată cuplării directe cu motoare rapide; mase, gabarite şi fundaţii relativ mai reduse.

Dezavantajele compresoarelor dinamice sînt legate de instabilitatea funcţionării la debite reduse, datorită manifestării fenomenului de pompaj, precum şi de dificultăţile întîmpinate la realizarea unor maşini pentru presiuni mari sau debite mici.

Compresoarele volumice rotative îmbină avantajele compresoarelor dinamice cu unele avantaje ale compresoarelor cu piston, dintre care, se menţionează stabilitatea funcţionării la debite inferioare celor nominale. La rapoarte de comprimare mai mici decît 3 şi la presiuni mai mici de 4...5 MPa maşinile volumice rotative funcţionează cu randamente (izotermice) mai mari decît cele ale compresoarelor cu piston.

In general, compresoarele dinamice şi volumice rotative tind să le înlocuiască pe cele cu piston.

4. Domenii de utilizare a compresoarelor şi construcţia de compresoare în ţara noastră

Suflantele, compresoarele şi pompele de vid ocupă un loc important în numeroase tehnologii mecanice sau nemecanice. De aceea, ele se utilizează aproape în toate ramurile industriale. Dintre principalele aplicaţii se menţionează cele privind maşinile şi instalaţiile termice(compresoarele care echipează turbinele cu gaze, turbosuflantele pentru supraalimentarea motoarelor cu piston, agregatele de insuflare a aerului la generatoarele de abur, pompele termice), tehnica frigului industrial şi a temperaturilor joase (compresoare de gaze sau de vapori), tehnica transporturilor, ventilaţiile, condiţionările, tehnologiile chimice de sinteză (NH_3, Cl, O_2, H_2, NH_3OH), vehicularea gazelor naturale (CH_4) sau comprimarea gazelor petroliere (C_3H_8, C_4H_{10}), insuflarea aerului în agregate si-

derurgice şi metalurgice, în tunele aerodinamice, tehnica vidului, acţionările, măsurările şi reglajele pneumatice.

Compresorul este necesar nu numai pentru desfăşurarea a numeroase activităţi industriale directe, ci şi pentru sporirea condiţiilor de confort oferite membrilor societăţii. El este indispensabil atît în instalaţii terestre, cît şi pe nave sau pe aeronave.

Cerinţele principale impuse construcţiei de compresoare urmăresc asigurarea unor performanţe cît mai ridicate privind randamentul, promptitudinea preluării sarcinii, fiabilitatea, rezistenţa la coroziune şi la eroziune. De asemenea, sînt necesare valori minime pentru masa, gabaritul, vibraţiile şi nivelul de zgomot al compresorului. Primează simplitatea constructivă şi tehnologică, precum şi comoditatea în exploatare.

In funcţie de tipul şi destinaţia compresoarelor se impun şi cerinţe speciale, dintre care, se menţionează automatizarea parţială sau totală şi tipizarea pieselor şi subansamblelor.

La alegerea compresoarelor se iau în consideraţie cerinţele menţionate în strînsă corelaţie cu normele speciale privind instalarea compresorului în ansamblul în care urmează să se utilizeze.

Exploatarea şi întreţinerea compresoarelor trebuie să asigure menţinerea performanţelor acestora prin verificări şi reglaje oportune, prin folosirea şi schimbarea corectă a uleiurilor şi prin drenarea periodică a separatoarelor şi rezervoarelor tampon. De asemenea, se impune respectarea cu stricteţe a tuturor normelor care se referă la execuţia, verificarea, exploatarea şi întreţinerea instalaţiilor de gaze cu recipienţi sub presiune.

Conducerea ştiinţifică a economiei naţionale a asigurat dezvoltarea continuă a construcţiei de compresoare, diversificarea, tipizarea şi ridicarea continuă a performanţelor acestora. In prezent, industria românească beneficiază în cea mai mare măsură de suflante şi compresoare produse în ţară. Intreprinderea "23 August" din Bucureşti, Intreprinderea mecanică din Reşiţa, Intreprinderea de motoare mici şi compresoare "Timpuri Noi" din Bucureşti, Intreprinderea Tehnofrig din Cluj-Napoca, Centrala industrială de autoturisme Piteşti, Intreprinderea Hidromecanică din Braşov, Intreprinderea de frigidere din Găeşti şi Intreprinderea mecanică Nicolina din

Iaşi asigură prin producţia lor satisfacerea cerinţelor economiei naţionale privind necesarul de compresoare şi, în acelaşi timp, exportă compresoare, precum şi instalaţii şi utilaje echipate cu compresoare.

In perspectivă, în conformitate cu Programul-directivă de cercetare şi dezvoltare în domeniul energiei pe perioada 1981-199o şi orientările principale pînă în anul 2.ooo, se prevede intensificarea cercetărilor pentru realizarea de utilaje, instalaţii şi echipamente cu consumuri energetice diminuate. Această directivă implică sarcini sporite privind construcţia şi exploatarea compresoarelor care oferă încă multe disponibilităţi de economisire a energiei. Programul-directivă în domeniul energiei mai prevede trecerea la fabricarea pe scară largă a turbocompresoarelor.

I. COMPRESOARE CU PISTON

Compresorul cu piston reprezintă o maşină de comprimare de tip volumic, caracterizată prin aceea că asigură mărirea presiunii statice a gazului prin micşorarea volumului pe care acesta îl ocupă într-un cilindru, cu ajutorul unui piston aflat în mişcare rectilinie alternativă. Pentru aspiraţia gazului în cilindru şi refularea lui spre utilizare după comprimare, cilindrul este prevăzut cu un dispozitiv de distribuţie, care, în mod obişnuit constă dintr-o supapă de aspiraţie şi o supapă de refulare. Mişcarea rectilinie alternativă a pistonului se realizează cu ajutorul unui mecanism bielă-manivelă.

Compresoarele cu piston pot avea un număr oarecare de cilindri de comprimare. De asemenea, ele pot fi cu una sau cu mai multe trepte de comprimare.

1. SCHEMA CONSTRUCTIVA SI FUNCTIONAREA COMPRESORULUI CU O TREPATA

1.1. Schema constructivă şi caracteristicile principale

In schema constructivă prezentată în fig.1.1.b se observă: cilindrul 1, pistonul 2, tija sau biela 3, capacul cilindrului (chiulasa) 4, racordul de aspiraţie 5, supapa de aspiraţie 6, supapa de refulare 7 şi racordul de refulare 8.

Caracteristicile constructive principale sînt următoarele: D - diametrul (alezajul) cilindrului; s - cursa pistonului; $V_s = \pi D^2 \cdot s/4$ - cilindreea unitară; $V_m = \pi D^2 \cdot s_m/4$ - spaţiul mort; s_m - cursa echivalentă spaţiului mort.

1.2. Functionarea

In fig.1.1 a se prezintă diagrama indicată a compresorului cu piston, din care rezultă fazele principale de funcţionare:

- COMPRIMAREA (1-2), în timpul căreia pistonul se deplasează din PME spre PMI; ambele supape fiind închise, gazul din cilindru este comprimat de către piston; ca urmare, presiunea statică, temperatura şi densitatea gazului cresc, iar volumul lui specific scade;

- REFULAREA (2-3), în timpul căreia gazul este împins de către piston prin supapa de refulare şi prin racordul de

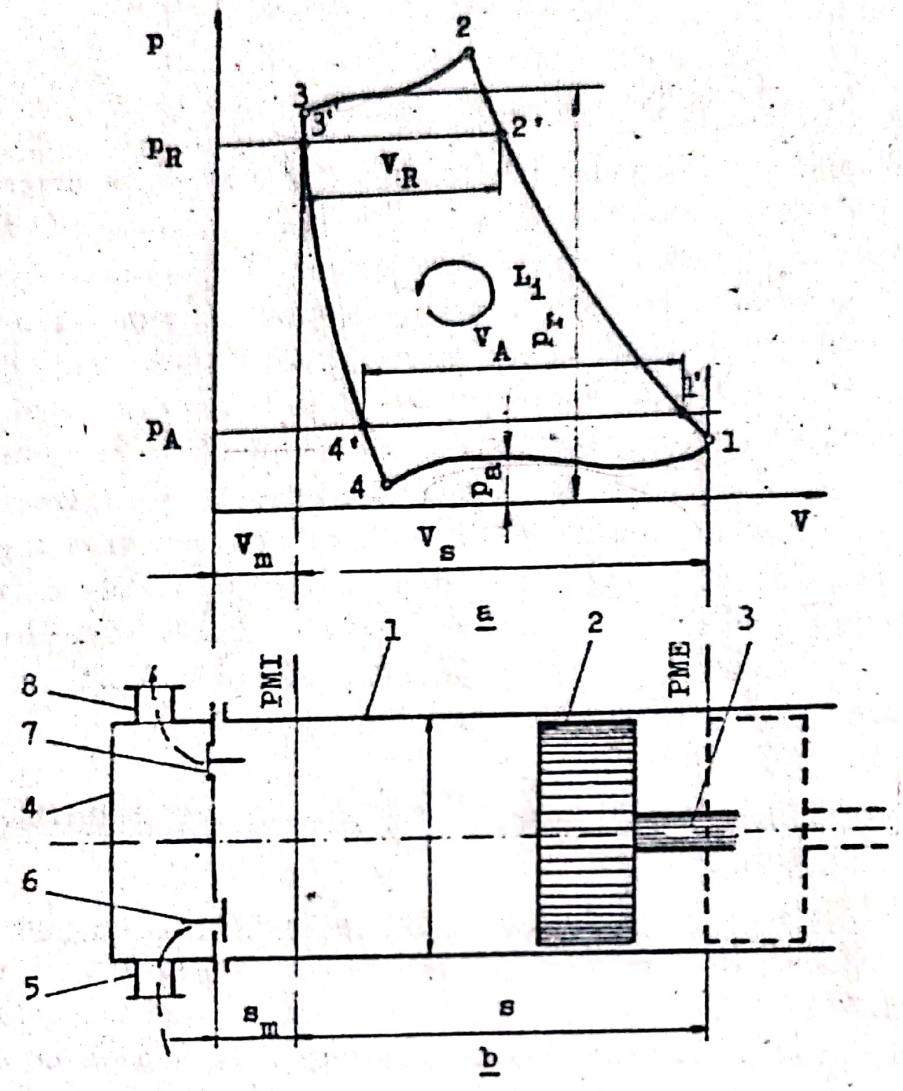


Fig.1.1

refulare spre utilizare; refularea începe în momentul în care suprapresiunea creată de către piston în cilindru (față de presiunea p_R din racordul de refulare) provoacă deschiderea supapei de refulare; faza de refulare se încheie, practic, atunci cînd pistonul ajunge în PMI; se observă că presiunea de refulare p_r se menține mai ridicată decît presiunea p_R din racordul de refulare;

- DESTINDEREA (3-4), în timpul căreia, ambele supape fiind închise, iar pistonul deplasîndu-se din PMI spre PME, gazul rămas în spațiul mort V_m se destinde pînă la presiunea de aspirație;

- ASPIRAȚIA (4-1), în timpul căreia gazul pătrunde prin supapa de aspirație în cilindru, în spațiul eliberat de pistonul ce se deplasează spre PME; deschiderea supapei de aspira-

ţie se produce atunci cînd, la sfîrşitul fazei de destindere, în cilindru se produce o depresiune suficientă faţă de presiunea p_A din racordul de aspiraţie; aspiraţia se încheie practic cînd pistonul ajunge în PME; se observă că în faza de aspiraţie presiunea p_a din cilindru este mai mică decît presiunea p_A din racordul de aspiraţie.

Concluzii:

a. Ciclul de funcţionare se realizează în cadrul a două curse ale pistonului: cursa de aspiraţie şi cursa de refulare. Cele două curse se r alizează la o rotaţie completă a arborelui motor al compresorului.

b. Aspiraţia şi refularea gazului se produc discontinuu. Ca urmare, curgerea gazului în racordurile de aspiraţie şi de refulare este intermitentă.

c. Duratele relative ale fazelor de aspiraţie şi de destindere sînt invers proporţionale. Durata destinderii depinde de cantitatea de gaz care rămîne în spaţiul mort. Cînd cantitatea respectivă este minimă, faza de aspiraţie are amploarea maximă.

d. Duratele relative ale fazelor de comprimare şi de refulare sînt invers proporţionale. Durata fazei de comprimare depinde de presiunea p_R din racordul de refulare. Durata fazei de refulare depinde de cantitatea de gaz aspirat şi de presiunea la refulare p_R.

1.3. Caracteristicile funcţionale principale

Se disting:

- volumul de gaz aspirat, $V_A = V_1' - V_4'$, în m^3;
- volumul de gaz refulat, $V_R = V_2' - V_3'$, în m^3;
- presiunea de aspiraţie, $p_a < p_A$, în Pa;
- presiunea de refulare, $p_r > p_R$, în Pa;
- raportul de comprimare real, $\pi_r = p_2/p_1$;

  Obs.: $\pi_r > \pi_C = p_R/p_A$;
- durata ciclului, $2\pi/\omega$, în s;
- frecvenţa ciclică, $\omega/2\pi$, în Hz;
- lucrul mecanic indicat, L_i, în J/ciclu;
- puterea indicată, $P_i = L_i \cdot \omega/2\pi$, în W;
- productivitatea teoretică (debitul volumic teoretic), $q_{Vt} = V_s \cdot \omega/2\pi$, în m^3/s; obs.: pentru un compresor cu

* cilindri, $q_{Vt} = V_t \cdot \omega/2\pi$, unde $V_t = N \cdot V_s$ este cilindreea totală;

- debitul masic teoretic, $q_{mt} = \rho_A \cdot q_{Vt}$, în kg/s;
- debitul masic de gaz aspirat, $Q_{mA} = \rho_A \cdot Q_{VA}$, în kg/s;
- debitul masic de gaz refulat, $Q_{mR} = \rho_R \cdot Q_{VR}$, în kg/s;

Obs.: în absenţa pierderilor de gaz prin neetanşeităţi, $Q_{mA} = Q_{mR}$;

- debitul volumic de gaz aspirat, $Q_{VA} = Q_{mA} / \rho_A$, în m^3/s;
- debitul volumic de gaz refulat, $Q_{VR} = Q_{mR} / \rho_R$, în m^3/s;
- productivitatea (debitul volumic de gaz refulat exprimat în condiţiile de presiune şi de temperatură de la aspiraţie), $q = Q_{mR} / \rho_A$, în m^3/s sau $q = 60 \cdot Q_{mR} / \rho_A$, în m^3/min;
- debitul compresorului în condiţii de stare fizică normală, $Q = Q_{mR} / \rho_N$, în Nm^3/s sau $Q = 60 \cdot Q_{mR} / \rho_N$, în Nm^3/min.

Observaţii:

a. $Q_{VR} < Q_{VA}$ deoarece $\rho_R > \rho_A$;

b. In primă aproximaţie se consideră $Q_{VA} \approx V_A \cdot \omega/2\pi$ şi $Q_{VR} \approx V_R \cdot \omega/2\pi$;

c. In mod obişnuit, debitele Q_{VA} şi Q_{VR} se determină experimental.

1.4. Aspecte constructive complementare

a. Instalaţia aferentă unui compresor cu piston (fig.1.2) cuprinde: filtrul 1, dispozitivul de reglare a debitului prin laminarea aspiraţiei 2, compresorul 3, motorul de antrenare 4, răcitorul final 5, supapa de reţinere 6, rezervorul tampon 7,

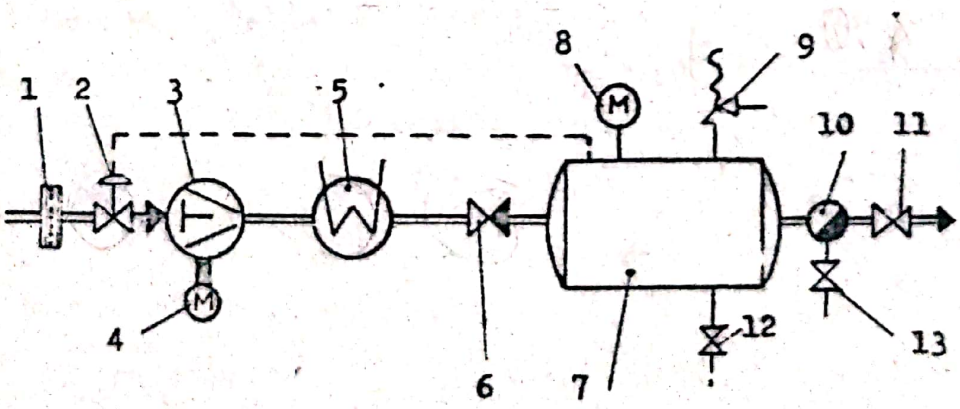


Fig.1.2

manometrul 8, supapa de siguranţă 9, separatorul de apă şi de ulei 10 şi robinetul 11. Rezervorul 7 şi separatorul 10 sînt prevăzute cu robinetele de drenare 12 şi respectiv, 13.

Supapa de reţinere previne revenirea gazului comprimat din rezervorul tampon în compresor, după oprirea acestuia.

Răcitorul final micşorează temperatura gazului refulat pînă la valoarea impusă la utilizare.

Rezervorul tampon acumulează gazul comprimat şi atenuează pulsaţiile debitului refulat de compresor.

Supapa de siguranţă previne depăşirea presiunilor maxime admise în rezervorul tampon.

Separatorul de apă şi de ulei reţine picăturile de apă rezultate prin condensarea vaporilor, precum şi picăturile de ulei antrenate de gazul refulat de compresor. Uleiul ajunge în gazul comprimat din sistemul de ungere al mecanismului motor. El pătrunde în cilindru prin interstiţiile de la grupul piston-segmenţi-cilindru în timpul aspiraţiei şi prin efectul de pompaj al segmenţilor. O parte din uleiul antrenat de gazul refulat din cilindru se depune în rezervorul tampon, o altă parte se depune în separator, iar restul de ulei este transportat de gaz în conducta de comunicaţie cu consumatorul.

Debitul compresorului se corelează cu cerinţele consumatorului prin reglarea debitului la aspiraţie cu ajutorul unui dispozitiv de lamiuare 1, comandat de un regulator sensibil la variaţiile presiunii din rezervorul tampon.

b. Compresorul este prevăzut cu instalaţii de răcire şi de ungere.

Răcirea cilindrului de comprimare asigură evacuarea căldurii rezultate din comprimarea gazului şi din frecări. Ea este necesară pentru micşorarea energiei consumate în procesul de comprimare, precum şi pentru a menţine jocurile din mecanismul motor în limitele optime.

Răcirea mai este necesară şi ca măsură de prevenire a pericolului de oxidare sau chiar de aprindere a uleiului în contact cu gazul (aerul) comprimat. Din acest motiv, temperatura gazului în cadrul procesului de comprimare nu trebuie să depăşească 180...250°C.

La temperaturi ridicate ale gazului comprimat este periclitată siguranţa instalaţiei deoarece se degradează garniturile şi tuburile flexibile.

Obs.: Folosirea aerului cald (nerăcit) este avantajoasă

în cazul acţionărilor pneumatice.

Ca agent de răcire se utilizează apa, aerul sau agenţii frigorifici (în cazul compresoarelor frigorifice).

c. Cilindrii de comprimare pot fi cu simplu sau cu dublu efect (piston cu ambele feţe active).

Poziţia axei cilindrului poate fi orizontală sau verticală.

In cazul compresoarelor cu mai mulţi cilindri (policilindrice) dispoziţia cilindrilor poate fi în linie, în unghi sau în L, în V, în W, în V dublu şi în H.

2. SCHEMA CONSTRUCTIVA SI FUNCTIONAREA COMPRESORULUI CU MAI MULTE TREPTE

2.1. Necesitatea fragmentării procesului de comprimare în trepte

Comprimarea în mai multe trepte se utilizează pentru realizarea unor rapoarte mari de comprimare. In asemenea cazuri, comprimarea într-o singură treaptă ar conduce la următoarele consecinţe nefavorabile:

- reducerea debitului datorită prelungirii fazei de destindere în detrimentul celei de aspiraţie (gazul rămîne în spaţiul mort la o presiune mult mai ridicată în comparaţie cu presiunea de la aspiraţie);
- depăşirea temperaturii admisibile a gazului la sfîrşitul comprimării, cu efecte nefavorabile asupra calităţii uleiului şi condiţiilor de ungere ($t_2 > 180^oC$);
- creşterea consumului de energie pentru comprimare şi micşorarea randamentului compresorului, condiţiile de răcire a gazului în cilindru nefiind satisfăcătoare (procesul de comprimare se îndepărtează mult de procesul izotermic, la care consumul de energie este minim).

Comprimarea în mai multe trepte realizează prelucrarea succesivă a aceleiaşi mase de gaz în cilindri de comprimare cu cilindree descrescîndă.

Inainte de a fi aspirat în treapta următoare, gazul refulat de treapta precedentă este supus unei răciri într-un răcitor intermediar.

Răcirea intermediară a gazului se face în condiţii mai bune decît în cilindru şi imprimă procesului general de comprimare tendinţa de a se apropia de procesul izotermic.

2.2. Schema constructivă şi caracteristicile principale

In fig.2.1 b se prezintă schema constructivă a unui compresor cu două trepte; se disting: racordul de aspiraţie în compresor 1; cilindrul 2 al treptei 1 (cilindrul de joasă presiune), prevăzut cu pistonul 3, supapa de aspiraţie 4 şi supapa de refulare 5; răcitorul intermediar 6; cilindrul 7 al treptei 2 (cilindrul de înaltă presiune), prevăzut cu pistonul 8, supapa de aspiraţie 9 şi supapa de refulare 10; racordul de refulare din compresor 11.

Caracteristicile constructive principale sînt: D_1, D_2 - diametrele (alezajele) cilindrilor celor două trepte ($D_1 > D_2$); s_1, s_2 - cursele pistoanelor din cele două trepte ($s_1 \geqslant s_2$); $V_{s_1} = \frac{\pi D_1^2}{4} s_1$ - cilindreea treptei 1; $V_{s_2} = \frac{\pi D_2^2}{4} \cdot s_2$ - cilindreea treptei 2 ($V_{s_2} < V_{s_1}$);

V_{m_1}, V_{m_2} - spaţiile moarte din cele două trepte; s_{m_1}, s_{m_2} - cursele echivalente spaţiilor moarte din cele două trepte.

2.3. Funcţionarea

In fig.2.1 a se prezintă diagramele indicate ale treptelor compresorului.

Obs.: Punctele caracteristice ale fiecărei diagrame sînt marcate cu doi indici: primul indice, care se modifică mai repede, delimitează faza de funcţionare; al doilea indice, care se modifică mai încet, precizează treapta de comprimare.

Se disting fazele de funcţionare din treapta 1: aspiraţia (4,1 - 1,1), comprimarea (1,1 - 2,1), refularea (2,1 - 3,1) şi destinderea gazului rămas în spaţiul mort (3,1 - 4,1). Treapta întîia aspiră gazul de la presiunea p_A şi îl refulează în răcitorul intermediar, în care presiunea este p_I.

Fazele de funcţionare din treapta 2 sînt: aspiraţia (4,2 - 1,2) comprimarea (1,2 - 2,2), refularea (2,2 - 3,2) şi destinderea gazului rămas în spaţiul mort (3,2 - 4,2). Treapta a doua aspiră gazul din răcitorul intermediar şi îl refulează spre utilizare la presiunea p_R.

Observaţii:

a. Faza de refulare din treapta 1 este corelată cu faza de aspiraţie în treapta 2 (cele două faze se produc concomitent).

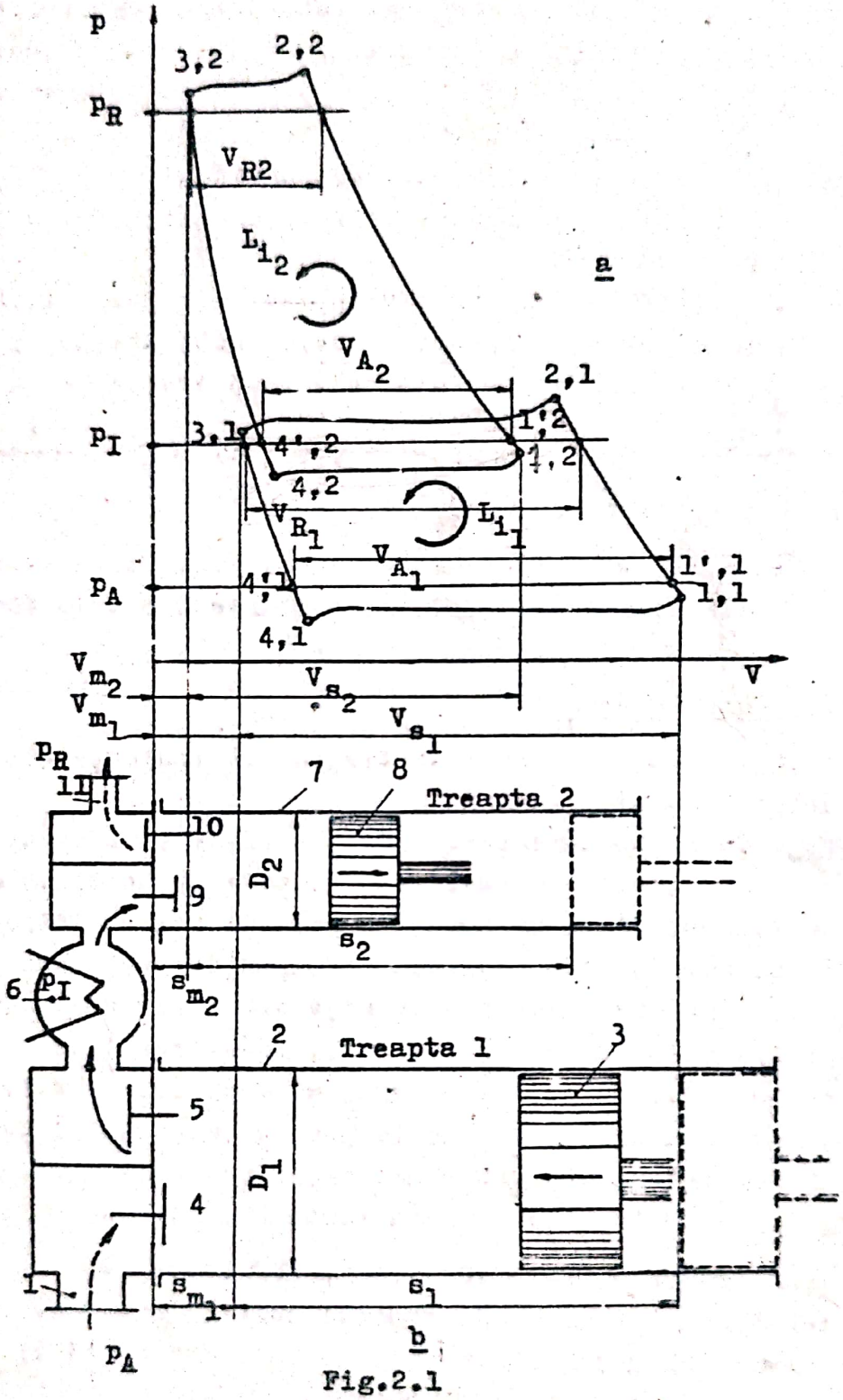

p
p_R
3,2
2,2
V_{R2}
L_{i_2}
a
V_{A_2}
2,1
p_I
3,1
4',2
1',2
1,2
4,2
V_{R_1}
L_{i_1}
V_{A_1}
1',1
p_A
4',1
1,1
4,1
V_{m_2}
V_{s_2}
V
V_{m_1}
V_{s_1}
p_R
7
8
Treapta 2
10
D_2
9
s_2
6
p_I
s_{m_2}
2
Treapta 1
3
5
D_1
4
1
s_{m_1}
s_1
b
p_A

Fig.2.1

b. Refularea din treapta 1 se produce la o suprapresiune față de presiunea p_I din răcitorul intermediar.

c. Aspirația în treapta 2 se produce la o depresiune față de presiunea p_I din răcitorul intermediar.

2.4. Caracteristicile funcționale principale

Se disting:

- volumele de gaz aspirate în treapta 1, $V_{A_1} = V_{1',1} - V_{4',1}$ și în treapta 2, $V_{A_2} = V_{1',2} - V_{4',2}$ ($V_{A_2} < V_{A_1}$, gazul aspirat în treapta 2 fiind comprimat în prealabil în treapta 1);
- presiunile de aspirație în treaptal 1; $p_{a_1} < p_A$, și în treapta 2, $p_{a_2} < p_I$;
- presiunile de refulare din treapta 1, $p_{r_1} > p_I$, și din treapta 2, $p_{r_2} > p_R$;
- rapoartele de comprimare teoretice pentru treapta 1, $\pi_{t_1} = \frac{p_I}{p_A}$, și pentru treapta 2, $\pi_{t_2} = \frac{p_R}{p_I}$;
- rapoartele de comprimare reale pentru treapta 1, $\pi_{r_1} = \frac{p_{r_1}}{p_{a_1}} > \pi_{t_1}$, și pentru treapta 2, $\pi_{r_2} = \frac{p_{r_2}}{p_{a_2}} > \pi_{t_2}$ ($\pi_{r_2} \leq \pi_{r_1}$);
- raportul de comprimare teoretic total, $\pi_C = \frac{p_R}{p_A} = \pi_{t_1} \cdot \pi_{t_2}$, (dacă $\pi_{t_1} = \pi_{t_2}$, $\pi_C = \pi_{t_1}^2 = \pi_{t_2}^2 = \pi_{t_j}^2$, j fiind indicele curent al treptei);
- raportul de comprimare real total, $\pi_{r_t} = \pi_{r_1} \cdot \pi_{r_2} > \pi_C$;
- durata ciclului, $2\pi/\omega$, în s, și frecvența ciclică, $\omega/2\pi$, în Hz, (aceleași pentru cele două trepte și pentru întregul compresor);
- lucrurile mecanice indicate pentru treapta 1, L_{i_1} și pentru treapta 2, L_{i_2}, precum și pentru întregul proces $L_{i_t} = L_{i_1} + L_{i_2} = \sum_1^z L_{i_j}$, z fiind numărul total de trepte;
- puterile indicate pentru treapta 1, P_{i_1} și pentru treapta 2, P_{i_2}, precum și pentru întregul proces $P_{i_t} = P_{i_1} + P_{i_2} = \sum_1^z P_{i_j}$;

- productivitatea teoretică a compresorului, $q_{Vt} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot V_{s_1}$;

- debitul masic teoretic al compresorului,

$$Q_{mt} = \rho_A \cdot q_{Vt} ;$$

- debitul masic de gaz aspirat în compresor (în treapta 1),

$$Q_{mA} = \rho_A \cdot Q_{VA} = \rho_A \cdot Q_{VA_1} = Q_{mA_1} ;$$

- debitul masic de gaz refulat de compresor (din treapta 2);

$$Q_{mR} = \rho_R \cdot Q_{VR} = \rho_R \cdot Q_{VR_2} = Q_{mR_2};$$

Obs. : a. $Q_{mR_1} = Q_{mA_2}$;

b. In absenţa pierderilor de gaz prin neetanşeităţi

$$Q_m = Q_{mA_1} = Q_{mR_1} = Q_{mA_2} = Q_{mR_2} = Q_{mR};$$

- debitul volumic de gaz aspirat de compresor (în treapta 1);

$$Q_{VA} = Q_{VA_1} = \frac{Q_{mA}}{\rho_A} ;$$

- debitul volumic de gaz refulat de compresor (din treapta 2),

$$Q_{VR} = Q_{VR_2} = \frac{Q_{mR}}{\rho_R};$$

- productivitatea compresorului

$$q = \frac{Q_{mR}}{\rho_A} ;$$

- debitul compresorului în condiţii de stare fizică normală,

$$Q = Q_{mR} / \rho_N$$

N.B.: In cazul cînd treapta de comprimare este realizată pe N_j cilindri, care funcţionează în paralel, parametrii funcţionali trebuie evaluaţi în raport cu toţi cilindrii din treapta respectivă.

2.5. Elemente constructive complementare

a. In mod obişnuit compresoarele cu mai multe trepte pot avea 2...7 trepte de comprimare.

b. Soluţiile constructive uzuale sînt realizate prin:

- dispunea treptelor pe mai mulţi cilindri;
- folosirea pistoanelor diferenţiale;
- dispunerea combinată pe mai mulţi cilindri folosind pistoane diferenţiale.

c. Construcţiile obişnuite de compresoare cu 2-3 trepte

pot fi:

- pentru z = 2; $N_1 = 1$ şi $N_2 = 1$ ($V_{s_1} > V_{s_2}$) sau $N_1 = 2$ şi $N_2 = 1$ ($V_{s_1} \geq V_{s_2}$, $D_1 \geq D_2$, $s_1 = s_2$);
- pentru z = 3: $N_1 = 3$ şi $N_2 = 1$.

d. În afară de răcitoarele intermediare poate fi şi un răcitor final.

e. Răcitoarele sînt schimbătoare de căldură de suprafaţă (cu ţevi), folosind ca agent de răcire apa sau aerul. Circulaţia agenţilor care fac schimb de căldură este organizată astfel:

- în cazul răcirii cu aer, gazul ce trebuie răcit circulă prin ţevi, iar aerul de răcire printre ţevi;
- în cazul răcirii cu apă, la presiuni mici ale gazului, gazul circulă printre ţevi, iar apa prin ţevi; la presiuni mari gazul circulă prin ţevi, iar apa printre ţevi.

3. SCHEMA CONSTRUCTIVĂ ŞI FUNCŢIONAREA DISTRIBUŢIEI

3.1. Rol. Clasificare

Intrarea gazului în cilindru în timpul aspiraţiei şi refularea lui după comprimare se realizează cu ajutorul dispozitivului de distribuţie.

Dispozitivele folosite realizează distribuţia gazelor prin:
- supape independente (necomandate);
- ferestre de aspiraţie şi supape independente.

3.2. Distribuţia prin supape independente

Supapa independentă (necomandată din exterior) se caracterizează prin aceea că discul de deschidere - închidere (etanşare) se deplasează sub acţiunea următoarelor forţe: forţa produsă de diferenţa dintre presiunile ce se exercită pe cele două suprafeţe ale discului (dinspre cilindru şi dinspre racord); forţa cu care arcul (arcurile) supapei apasă direct asupra discului supapei.

Se observă că presiunea din cilindru la care se deschide supapa independentă se corelează cu presiunea din racordul supapei respective. Prin urmare, atunci cînd presiunea din rezervorul tampon, p_R, se modifică, raportul de comprimare, π_c, la care funcţionează compresorul se schimbă în mod corespunzător. Astfel, cînd presiunea în rezervor creşte, rapor-

tul de comprimare al compresorului se măreşte automat.

Corelarea automată a presiunii de la sfîrşitul comprimării în compresor cu presiunea din racordul de refulare este asigurată de distribuţia prin supape independente şi reprezintă trăsătura distinctivă a compresoarelor volumice cu comprimare interioară.

Soluţiile constructive ale supapelor de distribuţie sînt foarte variate. In mod obişnuit însă, supapele de distribuţie de la aceeaşi treaptă prezintă aceeaşi formă constructivă atît pentru supapa de aspiraţie, cît şi pentru supapa de refulare. Deosebirea constă numai în dispunerea relativă a pieselor, care trebuie să fie în acord cu rolul supapei.

Obs.: Discul supapei de aspiraţie se deschide spre cilindru iar discul supapei de refulare se deschide spre racordul de refulare.

In fig.3.1 se arată schema constructivă de principiu pentru o supapă de aspiraţie cu disc de etanşare. Semnificaţia reperelor: 1 - sediul supapei prevăzut cu ferestre inelare

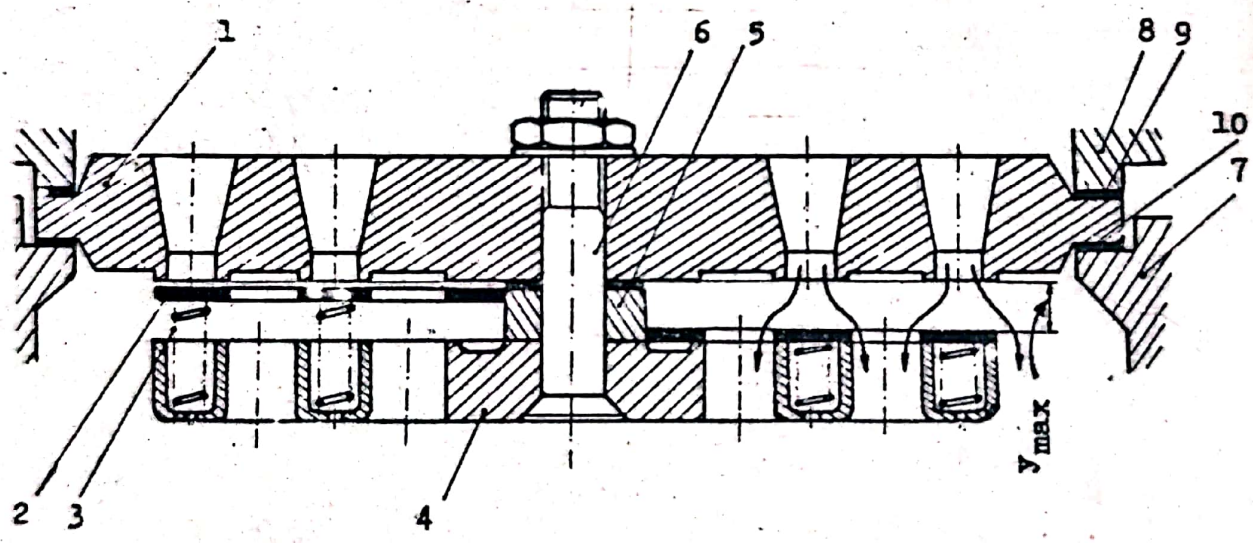


Fig.3.1

pentru trecerea gazului; 2 - discul de deschidere-închidere (etanşare) prevăzut cu ferestre inelare pentru trecerea gazului; 3 - arcurile de apăsare a discului supapei; 4 - limitatorul de cursă al supapei, care serveşte şi la strîngerea iniţială a arcurilor supapei; 5 - inelul de centrare-ghidare a discului supapei; 6 - şurubul de asamblare; 7 - chiulasa; 8 - piesa de fixare a ansamblului supapei; 9, 10 - rondelele de etanşare.

Suprafeţele de contact dintre disc şi sediu sînt rodate, pentru a asigura etanşarea în perioada în care supapa este închisă.

Fazele principale de funcţionare a unei supape sînt următoarele:

a. Deschiderea supapei; discul se desprinde de pe sediu şi se deplasează spre limitator, forţa dată de diferenţele de presiune pe disc depăşind forţa arcurilor, forţa de inerţie a maselor mobile ale supapei şi forţa de frecare dintre disc şi inelul de ghidare; începe faza de aspiraţie sau de refulare;

b. Faza principală; discul este aplicat pe limitatorul de cursă, forţa dată de diferenţele de presiune pe disc fiind predominantă; are loc faza propriu-zisă de aspiraţie sau de refulare;

c. Inchiderea supapei; discul se desprinde de pe limitator şi revine pe sediu, forţa dată de arcuri fiind predominantă; faza de aspiraţie sau de refulare se încheie.

Observaţii:

a. Săgeata iniţială a arcurilor condiţionează diferenţa de presiune la care supapa se deschide sau se închide. Ea este o mărime fixă pentru o anumită supapă.

b. Secţiunea maximă de trecere este oferită de supapă în perioada în care discul se află pe limitator.

c. Deplasarea maximă a discului faţă de sediu (cursa supapei) este y_{max}.

d. In comparaţie cu cursa supapei de aspiraţie, cursa supapei de refulare este mai mică, din următoarele motive: promptitudinea la închiderea supapei de refulare trebuie să fie mai mare, pentru a evita revenirea gazului în cilindru; debitul volumic de gaz la refulare este mai redus decît la aspiraţie.

e. Supapele de distribuţie se dispun în chiulasă sau în cilindru. In funcţie de poziţia relativă a axei supapei faţă de axa cilindrului se disting: supape cu axa paralelă cu axa cilindrului; supape cu axa perpendiculară pe axa cilindrului; supape cu axa la 45° faţa de axa cilindrului.

3.3. Distribuţia prin ferestre şi supape independente

Ferestrele se prezintă sub forma unor deschideri practicate în cilindru, în vecinătatea suprafeţei frontale a pistonului aflat în PME. Ferestrele pot fi circulare sau dreptunghiulare şi servesc la aspiraţia gazului. Pistonul îndeplineş-

te şi rolul de sertar de distribuţie.

Schema constructivă a cilindrului de comprimare prevăzut cu distribuţie prin ferestre de aspiraţie şi supapă de refulare se prezintă în fig.3.2 b. Cilindrul comunică cu racordul de aspiraţie în perioada în care suprafaţa frontală a pistonului descoperă ferestrele de aspiraţie.

Fazele de funcţionare se disting pe diagrama indicată din fig.3.2 a:

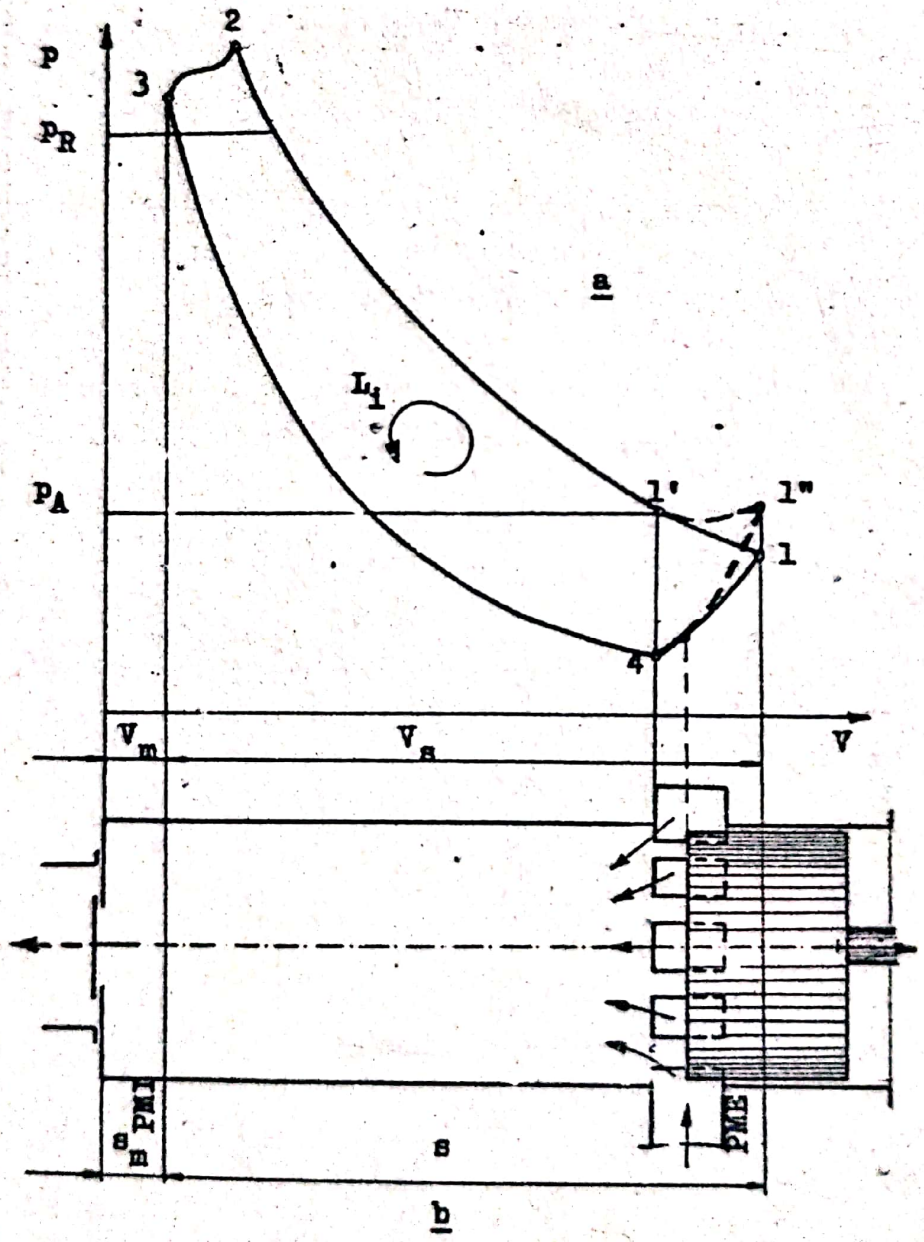


Fig.3.2

- ASPIRAŢIA (4-1'), în timpul căreia pistonul se deplasează mai întîi spre PME (4-1), trece prin PME (1) şi apoi se deplasează spre PMI (1-1'), ferestrele de aspiraţie fiind deschise. Aspiraţia începe prin deschiderea de către piston a ferestrelor de aspiraţie (4). In momentul respectiv depresiunea creată de piston în cilindru, în urma destinderii gazului rămas în spaţiul mort, este maximă. Ca urmare, gazul pătrunde din racordul de aspiraţie, prin ferestre, în cilindru, cu viteză iniţială mare. Viteza de intrare a gazului se reduce treptat, pe măsură ce depresiunea în cilindru scade, ca urmare a acumulării gazului prin aspiraţie în interiorul acestuia (4-1). In a doua parte a fazei de aspiraţie, cînd pistonul deplasîndu-se din PME spre PMI începe să închidă ferestrele (1-1'), aspiraţia poate continua, datorită depresiunii existente încă în cilindru, precum şi datorită unor efecte inerţionale aferente masei coloanei de gaz din racordul de aspiraţie. In ultima parte a aspiraţiei presiunea din cilindru creşte mai lent deoarece diferenţa faţă de presiunea din racordul de aspiraţie este din ce în ce mai mică. Aspiraţia se încheie prin închiderea ferestrelor de aspiraţie de către piston (1').

Observaţie: In anumite condiţii este posibil ca, înainte de închiderea ferestrelor, pistonul să expulzeze prin ferestre o parte din gazul din cilindru, înapoi, în racordul de aspiraţie.

- COMPRIMAREA (1'-2), în timpul căreia pistonul se deplasează spre PMI, distribuţia gazelor este închisă, iar presiunea gazului se măreşte.

- REFULAREA (2-3), în timpul căreia gazul iese din cilindru prin supapa de refulare, sub acţiunea pistonului care se deplasează pînă în PMI.

- DESTINDEREA gazului rămas în spaţiul mort V_m (3-4), în timpul căreia pistonul se deplasează din PMI spre PME, distribuţia fiind închisă. In a doua parte a destinderii, în cilindru se produce depresiunea necesară pentru aspiraţia prin ferestre, care atinge valoarea maximă în momentul deschiderii acestora.

Observaţii:

a. In cazul distribuţiei cu ferestre de aspiraţie, duratele relative ale fazelor de destindere şi de aspiraţie sînt invariabile.

b. Varianta constructivă care utilizează şi o supapă de aspiraţie permite mărirea duratei relative de aspiraţie şi, ca

urmare, sporirea cantităţii de gaz aspirat.

4. CICLUL TEORETIC

4.1. Ciclul compresorului teoretic cu o treaptă (ciclul treptei teoretice de comprimare)

4.1.1. Ipoteze

Se consideră un compresor teoretic în care evoluează un gaz perfect. Prin urmare:

- compresorul este lipsit de spaţiu mort ($V_m = 0$);
- gazul posedă proprietăţile gazelor ideale;
- mecanismul motor funcţionează fără frecare;
- pierderile de gaz prin neetanşeităţi sînt nule;
- schimbul de căldură se produce numai în faza de comprimare.

Observaţie: Gazul fiind perfect, curgerea prin supape şi ferestre se produce fără laminare. Ca urmare, nu există pierderi interne de exergie ($\mathcal{E}_i = 0$).

Compresorul este prevăzut cu distribuţie prin supape, care se deschid şi se închid la diferenţe de presiune nule.

4.1.2. Mărimi caracteristice

Ciclul teoretic în diagrama p–V este reprezentat în fig. 4.1 şi cuprinde următoarele transformări: aspiraţia (4-1), comprimarea (1-2), refularea (2-3) şi egalizarea presiunilor din cilindru şi din racordul de aspiraţie (3-4). Conform fig. 4.2, comprimarea poate fi izotermă ($1\text{-}2_{iz}$), politropă ($1\text{-}2_{pol}$) sau adiabată reversibilă (izentropă, $1 - 2_{ad}$).
Comprimarea în cele trei cazuri este prezentată şi în diagramele T–s (fig.4.3) şi e–i (fig.4.4).

a. Parametrii de stare principali în punctele caracteristice ale ciclului în funcţie de parametrii de stare de la aspiraţie se prezintă în tabelul 4.1.

Observaţii:

a. Parametrii de stare de la sfîrşitul comprimării depind de raportul de comprimare şi de natura transformării 1-2.

b. Pe aspiraţie şi pe refulare p, T, v şi ρ nu variază (se menţin la valorile de la începutul fazei respective).

b. Debitul teoretic (productivitatea teoretică) evidenţiază utilizarea maximă a cilindreei:

$$q_{vt} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot V_s \qquad (4.1)$$

Tabelul 4.1

Parametrul de stare / Punctul		p Pa	V m^3	T K	v m^3/kg	ρ kg/m^3
1		p_A	V_s	T_A	v_A	ρ_A
2	2_{iz}	$\tilde{\pi}_C \cdot p_A$	$V_s/\tilde{\pi}_C$	T_A	$v_A/\tilde{\pi}_C$	$\tilde{\pi}_C \cdot \rho_A$
	2_{pol}		$V_s/\tilde{\pi}_C^{1/n}$	$\tilde{\pi}_C^{\frac{n-1}{n}} \cdot T_A$	$v_A/\tilde{\pi}_C^{1/n}$	$\tilde{\pi}_C^{1/n} \cdot \rho_A$
	2_{ad}		$V_s/\tilde{\pi}_C^{1/k}$	$\tilde{\pi}_C^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_A$	$v_A/\tilde{\pi}_C^{1/k}$	$\tilde{\pi}_C^{1/k} \cdot \rho_A$
3		$\tilde{\pi}_C \cdot p_A$	0	T_2	v_2	ρ_2
4		p_A	0	T_A	v_A	ρ_A

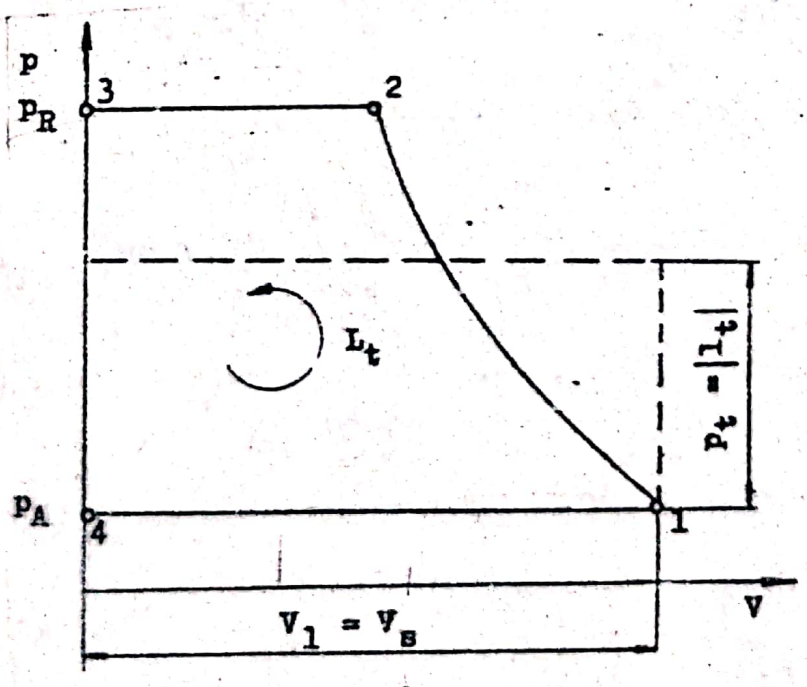


Fig.4.1

Scanned with OKEN Scanner

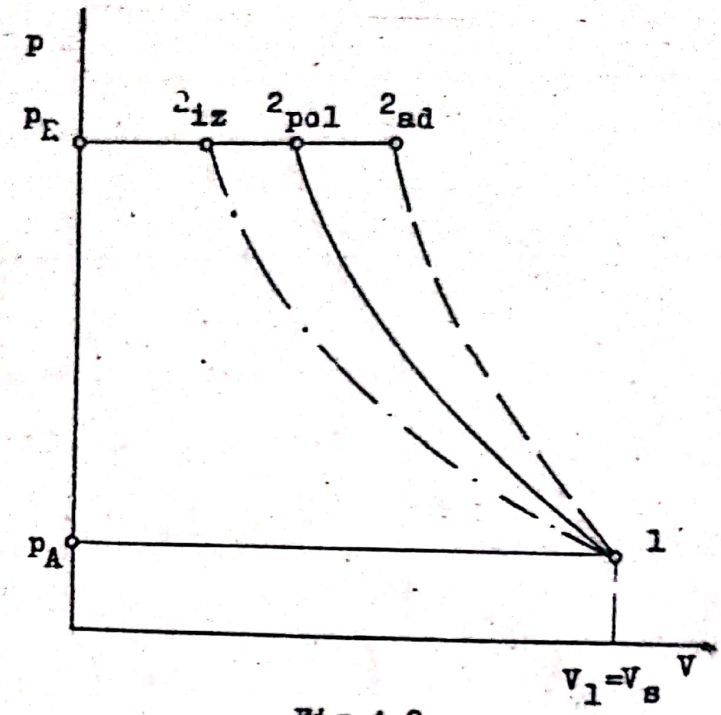

p
p_E
2_{iz}
2_{pol}
2_{ad}
p_A
1
$V_1=V_s$
V

Fig.4.2

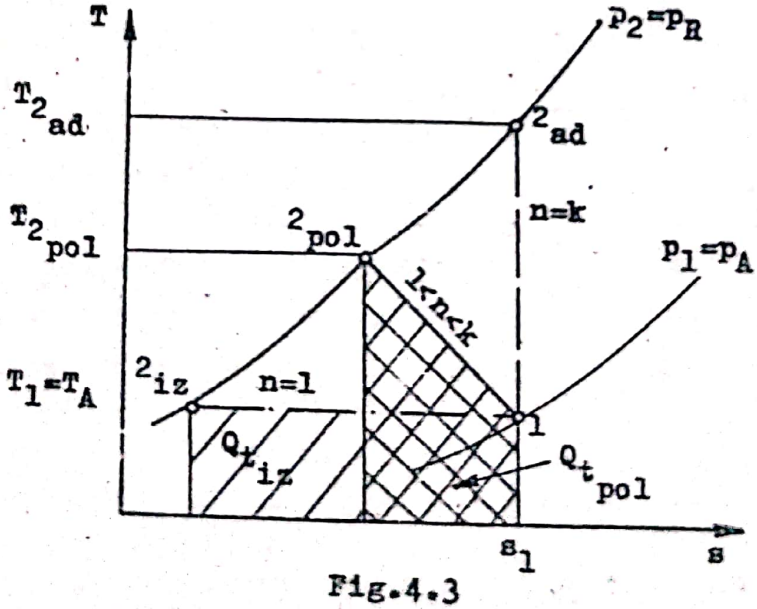

T
$T_{2_{ad}}$
$T_{2_{pol}}$
$T_1=T_A$
2_{ad}
2_{pol}
2_{iz}
$p_2=p_R$
n=k
$p_1=p_A$
1<n<k
n=1
1
$Q_{t_{iz}}$
$Q_{t_{pol}}$
s_1
s

Fig.4.3

c. Lucrul mecanic teoretic total consumat de compresor se obţine pe bază relaţiei:

$$L_t = \oint p\,dV = L_{4-1} + L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} \qquad (4.2)$$

Se observă:

$$L_{4-1} = p_A \cdot V_s \qquad (4.3)$$

$$L_{1-2_{iz}} = -p_A \cdot V_s \cdot \ln \pi_C \qquad (4.4)$$

$$L_{1-2_{pol}} = -\frac{1}{n-1} \cdot p_A \cdot V_s \cdot (\pi_C^{\frac{n-1}{n}} - 1) \qquad (4.5)$$

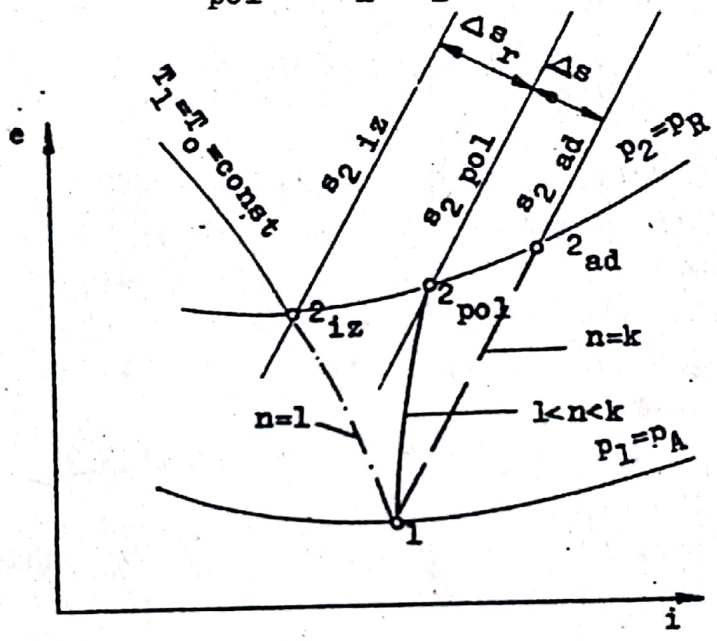


Fig. 4.4

$$L_{1-2_{ad}} = -\frac{1}{k-1} \cdot p_A \cdot V_s \cdot (\pi_C^{\frac{k-1}{k}} - 1) \qquad (4.6)$$

$$L_{2_{iz}-3} = -p_A \cdot V_s \qquad (4.7)$$

$$L_{2_{pol}-3} = -p_A \cdot V_s \cdot \pi_C^{\frac{n-1}{n}} \qquad (4.8)$$

$$L_{2_{ad}-3} = -p_A \cdot V_s \cdot \pi_C^{\frac{k-1}{k}} \qquad (4.9)$$

$$L_{3-4} = 0 \qquad (4.10)$$

Rezultă expresii distincte pentru L_t în funcţie de transformarea după care se produce comprimarea:

$$L_{t_{iz}} = -p_A \cdot V_S \cdot \ln \pi_C \left[\frac{J}{ciclu}\right] \qquad (4.11)$$

$$L_{t_{pol}} = -\frac{n}{n-1} \cdot p_A V_s \left(\pi_C^{\frac{n-1}{n}} - 1\right) \left[\frac{J}{ciclu}\right] \qquad (4.12)$$

$$L_{t_{ad}} = -\frac{k}{k-1} \cdot p_A \cdot V_s \cdot \left(\pi_C^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad \left[\frac{J}{\text{ciclu}} \right] \qquad (4.13)$$

Lucrul mecanic specific teoretic se defineşte în raport cu volumul teoretic de gaz aspirat:

$$\ell_t = \frac{L_t}{V_s} \qquad [J/m^3] \qquad (4.14)$$

Presiunea medie teoretică reprezintă o suprapresiune convenţională, constantă, care acţionează pe întreaga cursă de refulare şi implică un consum de lucru mecanic egal cu L_t:

$$p_t = \frac{|L_t|}{V_s} \qquad [Pa] \qquad (4.15)$$

N.B.: $p_t = |\ell_t|$

Observaţii:

a. Factorii care influenţează lucrul mecanic teoretic total L_t sînt: presiunea la aspiraţie, p_A; cilindreea, V_s; raportul de comprimare, π_C; transformarea după care se desfăşoară comprimarea, caracterizată prin valoarea exponentului n.

b. Pentru p_A = idem şi V_s = idem influenţa cea mai mare asupra L_t o exercită π_C.

c. Dacă toţi ceilalţi factori sînt constanţi, $|L_t|$ se măreşte cînd n creşte.

d. Comprimarea izotermă necesită un consum minim de energie; în schimb, implică o răcire foarte eficace pentru a menţine T_A = const.

e. Comprimarea adiabată implică un consum maxim de energie; spre ea se tinde cînd răcirea este deficitară (de exemplu, în cazul compresoarelor de cilindree mică la turaţie mare).

f. Comprimarea politropă ocupă o poziţie intermediară în ceea ce priveşte energia consumată,

$$|L_{t_{iz}}| < |L_{t_{pol}}| < |L_{t_{ad}}|$$

g. Lucrul mecanic specific volumic ℓ_v depinde de aceeaşi factori ca şi L_t, cu excepţia V_s.

Evident, $$|\ell_{t_{iz}}| < |\ell_{t_{pol}}| < |\ell_{t_{ad}}|$$

Concluzie: Consumul minim de energie corespunde comprimării izoterme, ceea ce justifică necesitatea răcirii gazului din cilindru. Deci, comprimarea izotermă este optimă şi reprezintă un deziderat pentru funcţionarea compresoarelor.

Scanned with OKEN Scanner

d. Puterea consumată teoretic se stabileşte în funcţie de frecvenţa ciclică:

$$P_t = \frac{\omega}{2\pi} \left| L_t \right| \qquad [25] \qquad (4.16)$$

Puterea specifică volumică teoretică se defineşte în raport cu productivitatea şi este egală cu lucrul mecanic specific volumic:

$$P_{t_s} = \frac{P_t}{q_{Vt}} = \left[\ell t \right] = p_t \quad \left[\frac{W}{m^3/s} \right] \text{ sau } \left[\frac{J}{m^3} \right] \text{ sau } \left[Pa \right] \qquad (4.17)$$

Consumul specific volumic teoretic de energie este reprezentat de P_{t_s} sau $\left| \ell_t \right|$.

Observaţii

a. Puterea consumată teoretic depinde de factorii care influenţează lucrul mecanic L_t, precum şi de frecvenţa ciclică. Dacă L_t = idem, P_t variază direct proporţional cu turaţia.

b. Puterea teoretică specifică volumică nu depinde de debit.

e. Căldura schimbată teoretic cu exteriorul, prin răcirea gazului din cilindru în faza de comprimare (fig.4.3), se stabileşte diferenţiat în cele trei cazuri considerate.

Pentru comprimarea izotermă (dT = 0) rezultă:

$$Q_{t_{iz}} = L_{t_{iz}} = L_{12_{iz}} \qquad (4.18)$$

Deci, funcţionarea compresorului cu consum minim de energie impune o asemenea răcire a cilindrului, încît, agentul de răcire să preia de la gaz o cantitate de căldură echivalentă cu lucrul mecanic consumat în procesul de comprimare.

Observaţie: Deoarece energia internă a gazului nu variază, se consumă numai lucrul mecanic necesar comprimării propriu-zise.

Pentru comprimarea politropă se are în vedere că:

$$Q_{12_{pol}} = \frac{k-n}{k-1} L_{12\ pol} \qquad (4.19)$$

Deci,

$$Q_{t_{pol}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{k-n}{k-1} L_{t_{pol}} \qquad (4.2o)$$

Observaţie: $\left| Q_{t_{pol}} \right| < \left| L_{t_{pol}} \right|$

Pentru comprimarea adiabată, prin definiţie,

$$Q_{12_{ad}} = 0 \qquad (4.21)$$

Spre comprimarea adiabată se tinde la turaţie ridicată, în cazul cilindrului izolat termic.

Concluzii:

a. Răcirea gazului din cilindru este necesară pentru a micşora consumul de energie pentru comprimare.

b. Schimbul de căldură maxim corespunde comprimării izoterme, pentru care, lucrul mecanic consumat este minim.

c. $|Q_{t_{iz}}| > |Q_{t_{pol}}| > 0$

f. Randamente

Randamentul izotermic teoretic este definit prin raportul dintre cantitatea de energie corespunzătoare comprimării optime, izoterme şi cantitatea de energie corespunzătoare comprimării politrope:

$$\eta_{iz_t} = \frac{L_{t_{iz}}}{L_{t_{pol}}} = \frac{P_{t_{iz}}}{P_{t_{pol}}} \qquad (4.22)$$

Rezultă:

$$\eta_{iz_t} = \frac{(n-1) \cdot \ln \pi_C}{n(\pi_C^{\frac{n-1}{n}} - 1)} \qquad (4.23)$$

Factorii care influenţează η_{iz_t} sînt π_C şi n (rel.4.23 şi fig.4.5):

- η_{iz_t} scade cînd π_C creşte;
- η_{iz_t} scade cînd n creşte.

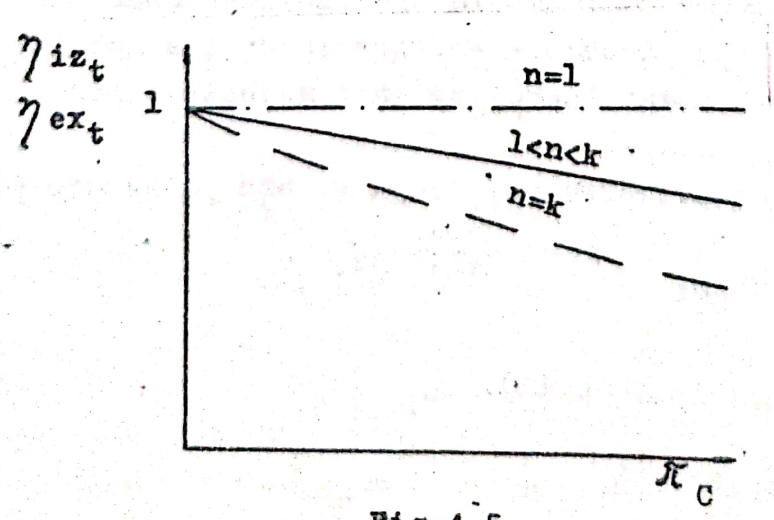


Fig.4.5

Concluzii:

a. Comprimarea izotermă oferă randament maxim indiferent de raportul de comprimare.

b. Creşterea excesivă a raportului de comprimare conduce la o micşorare inadmisibilă a η_{iz_t}.

c. Prin mărirea eficacităţii sistemului de răcire se ameliorează η_{iz_t}.

d. Răcirea defectuoasă reduce η_{iz_t}.

Pierderile exergetice sînt de două categorii:

- pierderi exergetice interne, ε_{i_t}, datorate ireversibilităţii fenomenelor din compresor; $\varepsilon_{i_t} = 0$ deoarece compresorul este teoretic şi comprimă gaz perfect;

- pierderi exergetice externe, ε_{e_t}, reprezentate de exergia căldurii cedate de gazul din cilindru la temperaturi mai mari decît temperatura $T_1 = T_A = T_o$, T_o fiind temperatura mediului ambiant.

Exergiile specifice (fig.4.6) sînt:

e $|q|$ - corespunzătoare căldurii cedate prin răcire de gazul din cilindru şi

e $|q_r|$ - corespunzătoare căldurii cedate prin răcire izobară a gazului în răcitor;

ele conduc la inegalitatea $L_{t_{pol}} > L_{t_{iz}} = L_{t_{min}}$

Pierderea externă de exergie:

$$\varepsilon_e = \varepsilon_{|q|} + \varepsilon_{|q_r|} \tag{4.24}$$

Bilanţul exergetic al compresorului teoretic:

$$|\ell'_{t_{pol}}| = |\ell'_{t_{iz}}| + \varepsilon_e \tag{4.25}$$

unde:

$\ell'_{t_{pol}}$ reprezintă lucrul mecanic specific masic corespunzător comprimării politrope, iar

$\ell'_{t_{iz}}$ - lucrul mecanic specific masic corespunzător comprimării izoterme.

Randamentul exergetic teoretic:

$$\eta_{ex_t} = 1 - \frac{\varepsilon_e}{|\ell'_{t_{pol}}|} = \frac{\ell'_{t_{iz}}}{\ell'_{t_{pol}}} = \frac{\ell_{t_{iz}}}{\ell_{t_{pol}}} = \eta_{iz_t} \tag{4.26}$$

Concluzie: Randamentul exergetic teoretic este egal cu

randamentul izotermic teoretic. Deci,

$$\eta ex_t = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{\ell n\ \pi_C}{\pi_C^{\frac{n-1}{n}}} \qquad (4.27)$$

şi este influenţat de factorii menţionaţi în cazul ηiz_t.

Observaţie: ηex_t creşte cînd π_C şi n scad (fig. 4.5).

4.1.3. Bilanţul energetic

Bilanţul energetic al compresorului teoretic este exprimat prin relaţia:

$$I_1 + |L_t| = |Q_t| + I_2 \qquad (4.28)$$

unde I_1 şi I_2 sînt entalpiile totale ale gazului la aspiraţie şi la refulare.

Pentru comprimarea izotermă $I_1 = I_2$ deoarece $T_1 = T_2 = T_A$, iar $|L_{t_{iz}}| = |Q_{t_{iz}}|$. Intreaga energie utilizată pentru comprimare este evacuată prin răcirea gazului.

Pentru comprimarea politropă, $I_2 > I_1$, adică,

$$I_{2_{pol}} = I_1 + |L_{t_{pol}}| - |Q_{t_{pol}}| \qquad (4.29)$$

Deci, numai o parte din energia utilizată pentru comprimare se acumulează în gaz. Diferenţa este evacuată prin răcire.

Pentru comprimarea adiabată, $Q_{t_{ad}} = 0$, adică,

$$I_1 + |L_{t_{ad}}| = I_{2_{ad}} \qquad (4.30)$$

Deci, întreaga energie consumată pentru comprimare se acumulează în gaz.

4.2. Ciclul compresorului teoretic cu mai multe trepte

4.2.1. Ipoteze

Se consideră un compresor teoretic cu două trepte, prevăzut cu răcitor intermediar, în care, gazul refulat din treapta întîia este readus la temperatura iniţială, T_A, înainte de a fi aspirat în treapta a doua.

In cele două trepte comprimările sînt politrope avînd acelaşi exponent n.

4.2.2. Diagramele p-V, T - s şi e - s

Ciclul teoretic al compresorului cu două trepte este prezentat în diagramele p-V, T-s şi e-s în fig.4.7, 4.8 şi respectiv, 4.9.

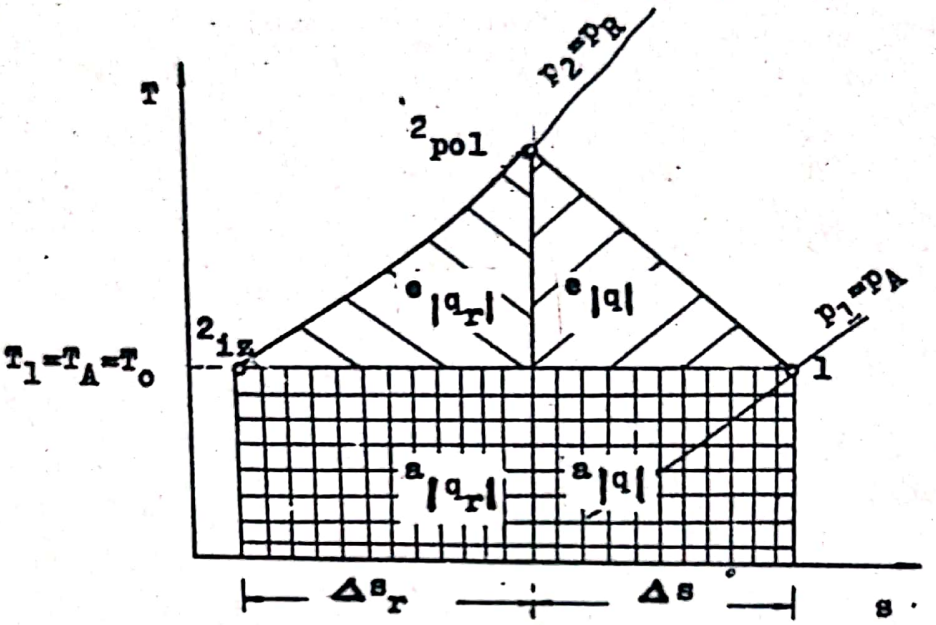


Fig.4.6

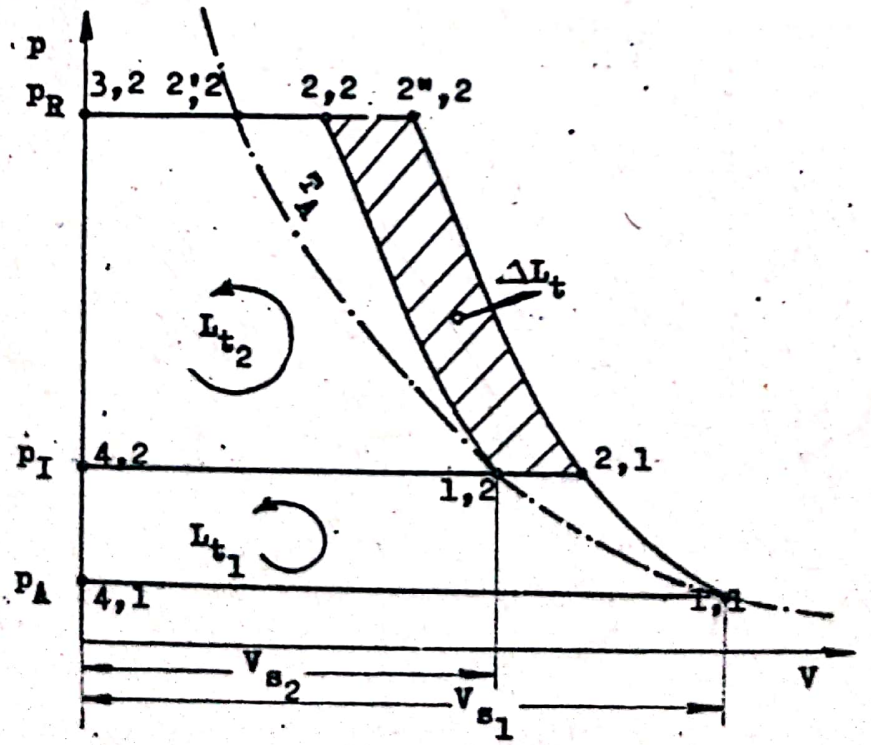


Fig.4,7

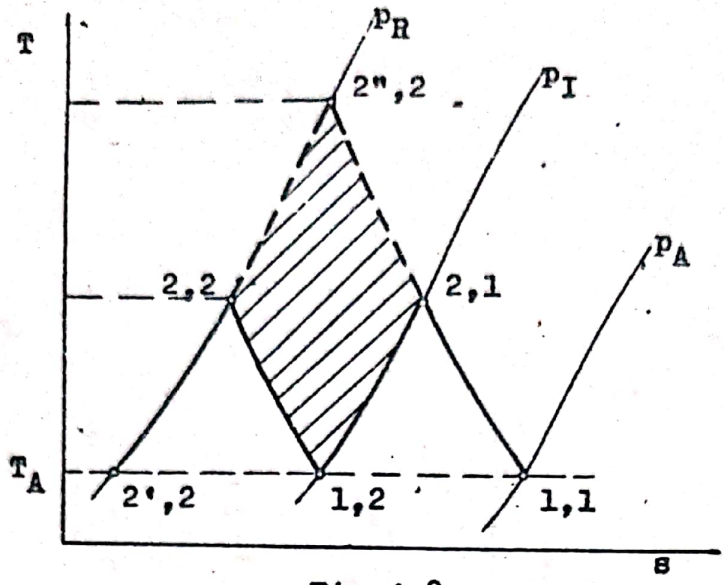


Fig.4.8

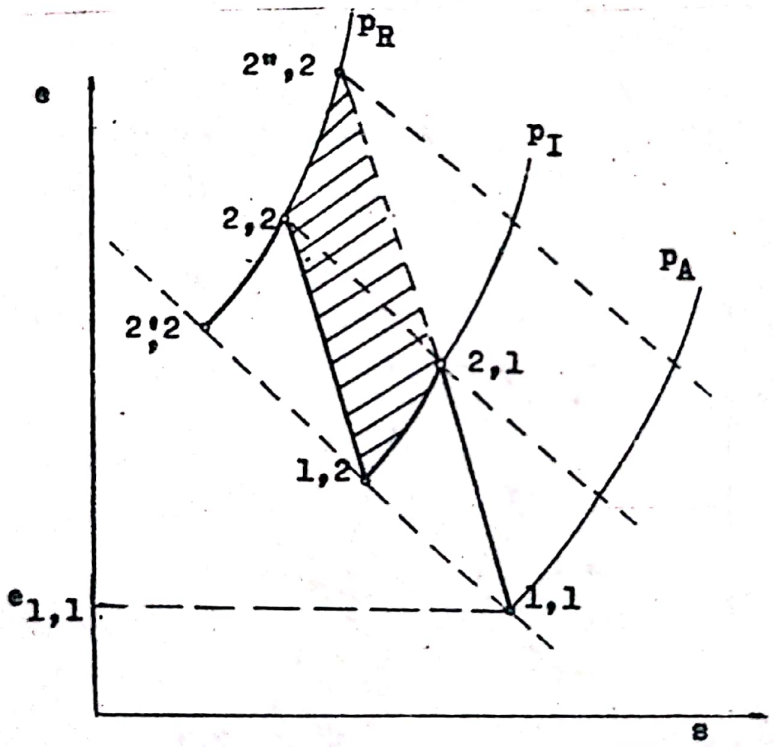


Fig.4.9

Gazul este aspirat la presiunea p_A în cilindrul treptei întîia, în care este comprimat pînă la o presiune intermediară, p_I ($p_A < p_I < p_R$), după ciclul teoretic 4,1-1,1-2,1-3,1. Gazul refulat de prima treaptă intră în răcitorul intermediar, în care, este răcit la presiunea p_I constantă, pînă la temperatura inițială T_A (izobara 2,1-1,2). In continuare, gazul aspirat din răcitorul intermediar în treapta a doua este compri-

mat pînă la presiunea de refulare, p_R, după ciclul 4,2-1,2-2,2-3,2.

Observaţie: Un compresor teoretic cu o singură treaptă care ar asigura aceeaşi presiune p_R la refulare, producînd aceeaşi creştere de presiune $\Delta p = p_R - p_A$, va trebui să funcţioneze după ciclul 4,1-1,1-2",2-3,2.

Concluzie: Comprimarea în două trepte cu răcire intermediară conduce la o economie de energie (ΔL_t) echivalentă cu aria haşurată şi la o micşorare a temperaturii finale a gazului ($T_{2,2} < T_{2",2}$).

4.2.3. Raportul teoretic optim de comprimare al treptei (raţia de comprimare)

Lucrul mecanic consumat de compresorul teoretic cu două trepte rezultă din:

$$L_t = L_{t_1} + L_{t_2} = \frac{n}{n-1} p_A V_{s_1} \left[1 - \left(\frac{p_I}{p_A}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] + \frac{n}{n-1} p_I V_{s_2} \left[1 - \left(\frac{p_R}{p_I}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$$

Obs.: $p_A \cdot V_{s_1} = p_I \cdot V_{s_2}$ deoarece

$$T_{1,1} = T_{1,2} = T_A = \text{const.}$$

Rezultă:

$$L_t = \frac{n}{n-1} \cdot p_A \cdot V_{s_1} \cdot \left[2 - \left(\frac{p_I}{p_A}\right)^{\frac{n-1}{n}} - \left(\frac{p_R}{p_I}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \qquad (4.31)$$

Obs.: Dacă p_A, p_R, V_{s_1} şi n se menţin neschimbate, L_t depinde numai de p_I. Funcţia $L_t(p_I)$ are valorile maxime pentru $p_I = p_A$ şi $p_I = p_R$ (comprimarea se face într-o singură treaptă, $\Delta L_t = 0$). In intervalul (p_A, p_R) presiunea intermediară p_I admite o valoare considerată optimă, la care, lucrul mecanic consumat este minim ($L_{t\ min}$), iar economia de energie este maximă ($\Delta L_{t\ max}$).

Presiunea intermediară optimă rezultă din condiţia $\frac{d L_t}{dp_I} = 0$:

$$p_{I_{opt}} = \sqrt{p_A \cdot p_R} \qquad (4.32)$$

Scanned with OKEN Scanner

care conduce la:

$$\frac{p_{I\ opt}}{p_A} = \frac{p_R}{p_{I\ opt}} = \sqrt{\frac{p_R}{p_A}} = \sqrt{\pi_C} \qquad (4.33)$$

unde: $p_{I\ opt}/p_A = \pi_{t_{1\ opt}}$ și $p_R/p_{I\ opt} = \pi_{t_{2\ opt}}$.

Deci, rapoartele de comprimare ale treptelor compresorului teoretic cu două trepte sînt egale:

$$\pi_{t_{1\ opt}} = \pi_{t_{2\ opt}} = \pi_{t_{j\ opt}} = \pi_C^{1/2} \qquad (4.34)$$

Obs.: $\pi_C = \pi_{t_{1\ opt}} \cdot \pi_{t_{2\ opt}} = \pi^2_{t_{j\ opt}}$

Concluzie: Raportul de comprimare al treptei (raţia de comprimare) admite o valoare optimă, $\pi_{t_{j\ opt}}$, aceeaşi la toate treptele, egală cu raportul de comprimare total, π_C, la puterea 1/2.

Prin extindere, pentru z trepte rezultă:

$$\pi_{t_{1\ opt}} = \pi_{t_{2\ opt}} = \ldots = \pi_{t_{j\ opt}} = \ldots = \pi_{t_{z\ opt}} = \pi_C^{1/z} \qquad (4.35)$$

Dacă $\pi_{t_j} = \pi_{t_{j\ opt}}$ = idem la toate treptele, $\pi_C = \pi^z_{t_{j\ opt}}$.

Se notează raţia de comprimare $\pi_{t_j} = \pi_t$.

Deoarece $\pi_C = \pi^z_t = \frac{p_R}{p_A}$, rezultă

$$z = \frac{\log \pi_C}{\log \pi_t}.$$

Dacă se alege raţia de comprimare π_t rezultă numărul de trepte z.

Concluzii: a. Raportul optim de comprimare al treptei (raţia optimă) în cazul compresorului teoretic cu z trepte are aceeaşi valoare, $\pi_{t_{j\ opt}}$, la toate treptele şi este egal cu raportul total de comprimare π_C al compresorului la puterea 1/z.

b. Raportul total de comprimare este dat de produsul tuturor rapoartelor de comprimare ale treptelor. In particular, pentru π_{t_j} = idem, $\pi_C = \pi^z_{t_j}$. Deci, compresorul cu z trepte măreşte de $\pi^z_{t_j}$ ori presiunea iniţială p_A.

c.Dacă raportul de comprimare este acelaşi la toate treptele fiecare treaptă consumă acelaşi lucru mecanic.

4.2.4. Corelatia dintre cilindreile treptelor

Dacă $T_{1,1} = T_{1,2}$ rezultă $p_I \cdot V_{s_2} = p_A \cdot V_{s_1}$. Deci:

$$\frac{V_{s_1}}{V_{s_2}} = \frac{p_I}{p_A} = \pi_{t_1} \qquad (4.36)$$

Dacă π_{t_j} = idem la cele z trepte, prin generalizare, rezultă:

$$\frac{V_{s_1}}{V_{s_2}} = \frac{V_{s_2}}{V_{s_3}} = \ldots = \frac{V_{s_j}}{V_{s_{j+1}}} = \ldots =$$

$$= \frac{\pi_{t_{z-1}}}{\pi_{t_z}} = \pi_{t_j} = \pi_c^{\frac{1}{z}} \qquad (4.37)$$

Prin extindere:

$$\frac{V_{s_2}}{V_{s_3}} = \pi_{t_2}; \ \ldots; \ \frac{V_{s_j}}{V_{s_{j+1}}} = \pi_{t_j} = \pi_c^{\frac{1}{z}}; \ \ldots; \ \ldots;$$

$$\frac{V_{s_{z-1}}}{V_{s_z}} = \pi_{t_{z-1}}. \qquad (4.38)$$

Observaţie

a. In cazul treptelor dispuse pe mai mulţi cilindri, în relaţiile de mai sus, în locul cilindreei unitare V_{s_j} se consideră cilindreea totală V_{t_j}.

b. Dacă $s_1 = s_2 = \ldots = s_j = \ldots = s_z$

rezultă:

$$\frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{D_2^2}{D_3^2} = \ldots = \frac{D_j^2}{D_{j+1}^2} = \ldots = \frac{D_{z-1}^2}{D_z^2} = \pi_{t_j} = \pi_c^{\frac{1}{z}} \qquad (4.39)$$

Concluzie: Cilindreea totală a treptei j, care refulează gazul, şi cilindreea totală a treptei următoare, j+1, care aspiră gazul respectiv, stau în raport direct proporţional cu raţia de comprimare (sau cu raţia de comprimare a treptei j, dacă raţia de comprimare nu este aceeaşi la toate treptele). Dacă pistoanele treptelor au aceeaşi cursă (s_j= idem), concluzia de mai sus se particularizează pentru raportul pătratelor alezajelor celor două trepte succesive.

Obs.: Pentru N_j = varia şi s_j = idem rezultă:

$$\frac{N_j \, D_j^2}{N_{j+1} \cdot D_{j+1}^2} = \pi_{t_j} \qquad (4.40)$$

4.2.5. Preluarea variaţiilor presiunii de la refulare

Dacă p_R = varia şi p_A = const. rezultă π_C = varia. Se observă:

$$\frac{V_{s_1}}{V_{s_2}} \cdot \frac{V_{s_2}}{V_{s_3}} \cdot \ldots \cdot \frac{V_{s_j}}{V_{s_{j+1}}} \cdot \ldots \cdot \frac{V_{s_{z-1}}}{V_{s_z}} = \prod_{j=1}^{z-1} \pi_{t_j} = \frac{V_{s_1}}{V_{s_z}}$$

$$\pi_{t_z} \cdot \prod_{j=1}^{z-1} \pi_{t_j} = \pi_{t_z} \cdot \frac{V_{s_1}}{V_{s_z}} = \pi_C$$

Deci, raportul (raţia) de comprimare pentru ultima treaptă va fi:

$$\pi_{t_z} = \frac{V_{s_z}}{V_{s_1}} \cdot \pi_C. \qquad (4.41)$$

Deoarece mărimile constructive V_{s_1} şi V_{s_z} sînt constante pentru un anumit compresor, rezultă:

$$\pi_{t_z} = \text{const.} \pi_C. \qquad (4.41.a)$$

Concluzie: Variaţiile presiunii de la refulare provoacă modificarea raportului de comprimare al ultimei trepte. Dacă p_R şi, respectiv, π_C cresc, raportul de comprimare al ultimei trepte se măreşte. Deci, suprapresiunile accidentale în funcţionare sînt suportate numai de ultima treaptă.

4.2.6. Mărimile caracteristice

a. Parametrii de stare principali în punctele caracteristice ale ciclului (fig.4.7 şi 4.8) se prezintă în tabelul 4.2 în funcţie de parametrii de stare de la aspiraţie.

Observaţii: a. $T_{2,2_{pol}} < T_{2'',2} = \pi_C^{\frac{n-1}{n}} \cdot T_A$.

b. Dacă $\pi_{t_1} = \pi_{t_2}$ rezultă $T_{2,1_{pol}} - T_{1,1_{pol}} = T_{2,2_{pol}} - T_{1,2_{pol}}$.

Prin generalizare, în tabelul 4.3 se prezintă parametrii de stare pentru treapta j şi treapta z.

Observaţii: a. $T_{2,z\,pol} \ll T_{2'',z\,pol} = \pi_C^{\frac{n-1}{n}} \cdot T_A$.

b. Dacă π_{t_j} = idem rezultă:

Tabelul 4.2

Parametrul de stare / Punctul		p Pa	V m^3	T K	v m^3/kg	ρ kg/m^3
1,1		p_A	V_{s_1}	T_A	v_A	ρ_A
2,1	$2,1_{iz}$	$\pi_{t_1} \cdot p_A$	$\frac{V_{s_1}}{\pi_{t_1}}$	T_A	$\frac{v_A}{\pi_{t_1}}$	$\pi_{t_1} \cdot \rho_A$
	$2,1_{pol}$		$\frac{V_{s_1}}{\pi_{t_1}^{1/n}}$	$\pi_{t_1}^{\frac{n-1}{n}} \cdot T_A$	$\frac{v_A}{\pi_{t_1}^{1/n}}$	$\pi_{t_1}^{1/n} \cdot \rho_A$
	$2,1_{ad}$		$\frac{V_{s_1}}{\pi_{t_1}^{1/k}}$	$\pi_{t_1}^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_A$	$\frac{v_A}{\pi_{t_1}^{1/k}}$	$\pi_{t_1}^{1/k} \cdot \rho_A$
1,2		$\pi_{t_1} \cdot p_A$	$V_{s_2} = \frac{V_{s_1}}{\pi_{t_1}}$	T_A	$\frac{v_A}{\pi_{t_1}}$	$\pi_{t_1} \cdot \rho_A$
2,2	$2,2_{iz}$	$\pi_C \cdot p_A$	$\frac{V_{s_1}}{\pi_C}$	T_A	$\frac{v_A}{\pi_C}$	$\pi_C \cdot \rho_A$
	$2,2_{pol}$		$\frac{V_{s_1}}{\pi_{t_1} \cdot \pi_{t_2}^{1/n}}$	$\pi_{t_2}^{\frac{n-1}{n}} \cdot T_A$	$\frac{v_A}{\pi_{t_1} \cdot \pi_{t_2}^{1/n}}$	$\pi_{t_1}^{\frac{1}{n}} \cdot \pi_{t_2} \cdot \rho_A$
	$2,2_{ad}$		$\frac{V_{s_1}}{\pi_{t_1} \cdot \pi_{t_2}^{1/k}}$	$\pi_{t_2}^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_A$	$\frac{v_A}{\pi_{t_1} \cdot \pi_{t_2}^{1/k}}$	$\pi_{t_1}^{\frac{1}{k}} \cdot \pi_{t_2} \cdot \rho_A$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.3

Parametrul de stare / Punctul	p Pa	V m^3	T K	v m^3/kg	ρ kg/m^3
1,j	$\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot p_A$	$V_{s_j}=\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}}$	T_A	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}}$	$\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\rho_A$
2,j	2,j_{iz}	$\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{j}\pi_{t_j}}$	T_A	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{j}\pi_{t_j}}$	$\prod_{1}^{j}\pi_{t_j}\cdot\rho_A$
	2,j_{pol}	$\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_j}^{1/n}}$	$\pi_{t_j}^{\frac{n-1}{n}}\cdot T_A$	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_j}^{1/n}}$	$\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_j}^{1/n}\cdot\rho_A$
	2,j_{ad}	$\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_j}^{1/k}}$	$\pi_{t_j}^{\frac{k-1}{k}}\cdot T_A$	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_j}^{1/k}}$	$\prod_{1}^{j-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_j}^{1/k}\cdot\rho_A$
1,z	$\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot p_A$	$V_{s_z}=\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}}$	T_A	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}}$	$\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\rho_A$
2,z	2,z_{iz}	$\frac{V_{s_1}}{\pi_C}$	T_A	$\frac{v_A}{\pi_C}$	$\pi_C\cdot\rho_A$
	2,z_{pol}	$\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_z}^{1/n}}$	$\pi_{t_z}^{\frac{n-1}{n}}\cdot T_A$	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_z}^{1/n}}$	$\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_z}^{1/n}\cdot\rho_A$
	2,z_{ad}	$\frac{V_{s_1}}{\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_z}^{1/k}}$	$\pi_{t_z}^{\frac{k-1}{k}}\cdot T_A$	$\frac{v_A}{\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_z}^{1/k}}$	$\prod_{1}^{z-1}\pi_{t_j}\cdot\pi_{t_z}^{1/k}\cdot\rho_A$

Scanned with OKEN Scanner

$T_{2,j\ pol} - T_{1,j\ pol} = T_{2,j-1\ pol} - T_{1,j-1\ pol} = \dots = T_{2,z\ pol} - T_{1,z\ pol}$.

Concluzie: Comprimarea în trepte cu răciri intermediare oferă posibilitatea realizării unor rapoarte mari de comprimare prin menţinerea temperaturii gazului în limitele admise.

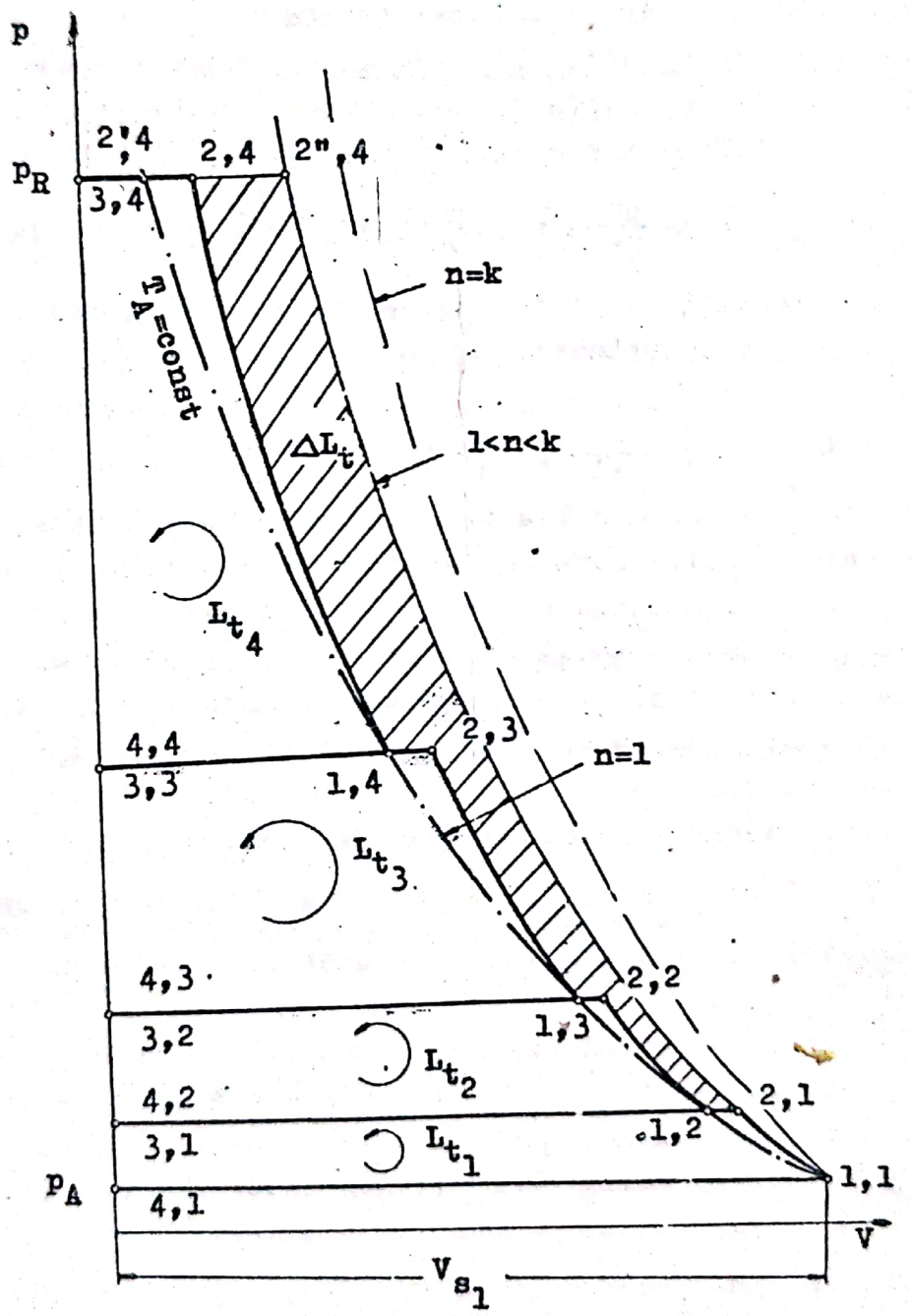


Fig.4.10

b. Debitul teoretic (productivitatea teoretică) corespunde ciclindreei (totale) de la treapta întîia:

$$q_{Vt} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot V_{s_1} \qquad (4.42)$$

sau

$$q_{Vt} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot V_{t_1} \qquad (4.42.a)$$

unde: $V_{t_1} = N_1 \cdot V_{s_1}$

Concluzie: Produotivitatea depinde de frecvenţa ciclică şi de cilindreea totală a treptei întîia.

c. Lucrul mecanic teoretic total consumat de compresorul cu două trepte avînd raţia de comprimare constantă ($\pi_{t_1} = \pi_{t_2}$) se obţine din relaţiile (4.31) şi (4.34):

$$L_t = L_{t_1} + L_{t_2} = 2 \frac{n}{n-1} p_A V_{t_1} (1-\pi_C^{\frac{n-1}{2n}}) \qquad (4.43)$$

Prin generalizare pentru compresorul cu z trepte cu aceeaşi raţie de comprimare($\pi_{t_1} = \pi_{t_2} = \ldots = \pi_{t_j} = \ldots = \pi_{t_z}$) rezultă:

$$L_t = \sum_{j=1}^{z} L_{t_j} = z \frac{n}{n-1} p_A V_{t_1} (1-\pi_C^{\frac{n-1}{zn}}) \qquad (4.44)$$

Concluzii: a. Dacă raţia de comprimare este constantă, lucrul mecanic teoretic consumat de fiecare treaptă este acelaşi şi egal cu lucrul mecanic consumat de treapta întîia.

b. Lucrul mecanic total consumat de compresorul cu z trepte se obţine prin multiplicarea lucrului mecanic al unei trepte, acelaşi la toate treptele avînd aceeaşi raţie de comprimare, cu numărul de trepte.

c. Lucrul mecanic total depinde de următorii factori: $\pi_t = \pi_C^{1/z}$, V_{t_1}, n, p_A şi z. Mărirea oricăruia dintre aceşti factori cu excepţia lui z conduce la creşterea lucrului mecanic total, L_t.

d. In cazul aceluiaşi raport de comprimare total, π_C, mărirea numărului de trepte z (micşorarea raţiei de comprimare) conduce la micşorarea lucrului mecanic total, L_t şi la majorarea economiei de energie, ΔL_t (fig.4.1o). In mod ipotetic, dacă $z \longrightarrow \infty \Rightarrow L_t \longrightarrow L_{t\,iz}$. Explicaţie: răcirile intermediare imprimă procesului de comprimare o alură care tinde spre izotermă.

Lucrul mecanic specific volumic teoretic (consumul speci-

fic de energie):

$$\ell_t = \frac{L_t}{V_{t_1}} = \frac{\sum_{j=1}^{z} L_{t_j}}{V_{t_1}} \quad \left[\frac{J}{m^3}\right] \qquad (4.45)$$

Concluzii:

a. Consumul specific de energie este influenţat de p_A, ε, şi n. El nu depinde de volumul teoretic de gaz aspirat, V_{t_1}.

b. Prin creşterea numărului de trepte în cazul cînd π_c = idem consumul specific de energie se reduce, deoarece comprimarea politropă în mai multe trepte tinde spre comprimarea izotermă.

Presiunea medie teoretică în treapta oarecare j:

$$p_{t_j} = \frac{|L_{t_j}|}{V_{t_j}} \quad [Pa] \qquad (4.46)$$

Observaţie: Deoarece L_{t_j} = idem, iar V_{t_j} scade pe măsură ce j creşte, rezultă că p_{t_j} creşte pe măsură ce se trece de la treptele inferioare spre treptele superioare.

d. Puterea consumată teoretic:

$$P_t = \frac{\omega}{2\pi} \cdot |L_t| = \frac{\omega}{2\pi} \sum_{j=1}^{z} L_{t_j} \qquad (4.47)$$

e. Căldura schimbată teoretic cu exteriorul prin răcirea gazului din cilindri şi în răcitoarele intermediare pentru:

- comprimarea în două trepte

- căldura evacuată prin pereţii cilindrilor în comprimarea politropă:

$$Q_{t_1} + Q_{t_2} = \frac{1}{n} \cdot \frac{k-n}{k-1} \cdot L_t \qquad (4.48)$$

- căldura cedată de gaz în răcitorul intermediar la p_I = const.:

$$Q_{r_1} = m \cdot c_p \cdot (T_{1,2} - T_{2,J}) = m \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{1,2} \cdot \left(1 - \frac{T_{2,1}}{T_{1,2}}\right) =$$

$$= \frac{k}{k-1} \cdot p_I \cdot V_{t_2} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_{t_1}}{V_{t_2}}\right)^{n-1}\right]$$

Deci,

$$Q_{r_1} = \frac{k}{k-1} \cdot p_A \cdot V_{t_1} \cdot \left(1 - \pi_c^{\frac{n-1}{2n}}\right) \qquad (4.49)$$

Avînd în vedere rel.(4.43) rezultă:

$$Q_{r_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{k}{n} \cdot \frac{n-1}{k-1} \cdot L_t \qquad (4.50)$$

- căldura totală cedată teoretic de gaz în ansamblul compresorului cu două trepte se obţine prin însumarea relaţiilor (4.48) şi (4.5o):

$$Q_t = Q_{t_1} + Q_{r_1} + Q_{t_2} =$$

$$= \frac{2(k-n) + k\,(n-1)}{2\,n(k-1)} \cdot L_t \qquad (4.51)$$

Obs.: $n = 1$, $Q_t = L_t$;

$n = k$, $Q_t = L_t/2$ (căldura corespunzătoare lucrului mecanic din prima treaptă).

- comprimarea în z trepte

- căldura evacuată prin pereţii cilindrilor în comprimarea politropă:

$$\sum_{j=1}^{z} Q_{t_j} = \frac{1}{n} \cdot \frac{k-n}{k-1} \cdot L_t \qquad (4.52)$$

- căldura cedată în răcitoarele intermediare: Q_{r_j} = idem pentru π_{t_j} = idem;

$$\sum_{j=1}^{z-1} Q_{r_j} = \frac{z-1}{z} \cdot \frac{k}{n} \cdot \frac{n-1}{k-1} \cdot L_t \qquad (4.53)$$

- căldura totală cedată teoretic de gaz în ansamblul instalaţiei cu z trepte de comprimare şi z-1 răcitoare intermediare:

$$Q_t = \frac{z(k-n) + k(z-1)(n-1)}{z\,n\,(k-1)} \cdot L_t \qquad (4.54)$$

Obs.: Pentru $n = 1$, $Q_t = L_t$;
$n = k$; $Q_t = \frac{z-1}{z} L_t$.

Dacă există şi răcitor final, $Q_t = L_t$, indiferent de valoarea lui n.

f. Randamentul izotermic teoretic conform definiţiei:

$$\eta_{iz_t} = \frac{|L_{t_{iz}}|}{|L_t|} = \frac{p_A V_{t_1} \ln \pi_c}{z \frac{n}{n-1} p_A V_{t_1} (\pi_c^{\frac{n-1}{zn}} - 1)} =$$

$$= \frac{\ln \pi_c}{z \frac{n}{n-1} (\pi_c^{\frac{n-1}{zn}} - 1)} \qquad (4.55)$$

Observaţii:

a. In instalaţia teoretică nu se produc pierderi de presiune în răcitoarele intermediare; deci, cînd z creşte,

$L_t \longrightarrow L_{t\,iz}$;

b. Dacă π_C = const. şi z creşte $\eta_{iz_t} \longrightarrow 1$.

N.B.: In realitate, din cauza pierderilor de presiune în răcitoarele intermediare, la creşterea numărului de trepte (şi a numărului de răcitoare intermediare) η_{iz_t} al compresorului scade.

5. Procesul real din treapta de comprimare

Treapta de comprimare reprezintă spaţiul închis în care se produce un singur proces de comprimare a aceleiaşi mase de gaz. Indiferent de nivelul de presiuni la care se plasează treapta de comprimare, ea are o serie de caracteristici comune cu ale celorlalte trepte. De aceea, studiul procesului real din treapta de comprimare înlesneşte analiza procesului din compresor, indiferent de numărul de trepte în care este realizat.

Condiţiile constructive şi funcţionale din treapta de comprimare fac ca procesul real de funcţionare a acesteia să se deosebească de procesul teoretic.

5.1. Factori de influenţă constructivi şi funcţionali

5.1.1. Spaţiul mort

Existenţa spaţiului mort de volum V_m se explică prin:

- prevederea unui joc între suprafaţa frontală a pistonului aflat în PMI şi chiulasă, pentru a permite dilatarea pieselor mecanismului motor;

- necesitatea unor spaţii între cilindru şi supapele de distribuţie (pînă la piesa de închidere), prin care se asigură circulaţia gazelor în fazele de aspiraţie şi de refulare;

- existenţa unui spaţiu corespunzător jocului normal dintre piston şi cilindru, pînă la primul segment.

Mărimea relativă a spaţiului mort se caracterizează în raport cu cilindreea unitară:

$$\varepsilon_m = \frac{V_m}{V_s} \qquad (5.1)$$

Obs.: In mod obişnuit, ε_m = 0,01...0,15.

La sfîrşitul cursei de refulare, în spaţiul mort rămîne o cantitate de gaz, care fiind la o presiune $p > p_A$, introduce în ciclul real o fază de destindere, care precede aspiraţia.

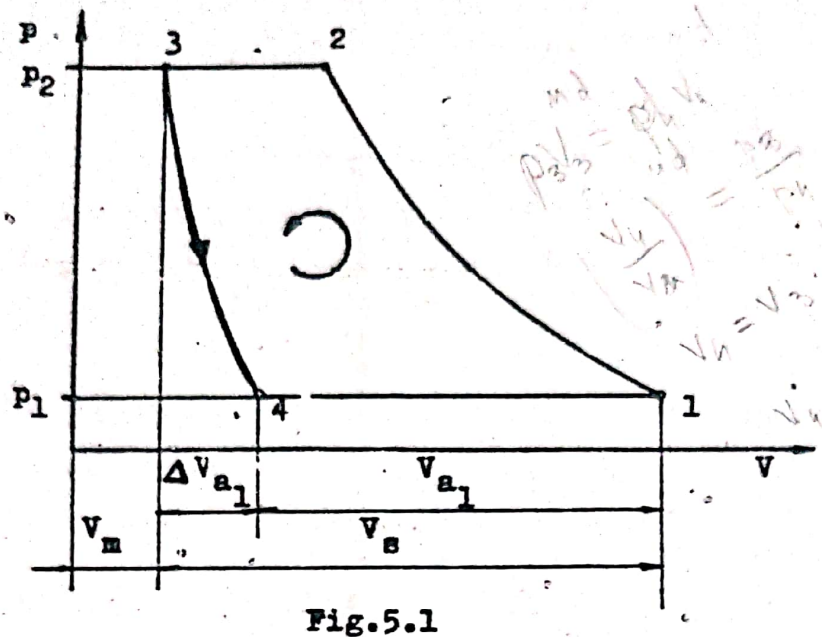


Fig.5.1

Datorită destinderii 3-4 (fig.5.1), volumul disponibil pentru aspiraţie este

$$V_{a_1} = V_s - \Delta V_{a_1} = V_s - (V_4 - V_3) \qquad (5.2)$$

Obs.: $V_4 = V_3 \cdot \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{1/n_d} = V_m \cdot \pi_t^{1/n_d}$ unde

$\pi_t = p_3/p_4 = p_2/p_1 = p_R/p_A$ este raportul teoretic de comprimare al treptei, iar n_d - exponentul politropei de destindere.

Rezultă volumul disponibil pentru aspiraţie

$$V_{a_1} = V_s \cdot \left[1 - \varepsilon_m \cdot \left(\pi_t^{1/n_d} - 1\right)\right], \qquad (5.3)$$

respectiv, fracţiunea din cursa pistonului disponibilă pentru aspiraţie:

$$x_{a_1} = s \cdot \left[1 - \varepsilon_m \cdot \left(\pi_t^{1/n_d} - 1\right)\right] \qquad (5.4)$$

Observaţii:

a. Destinderea gazului rămas în spaţiul mort diminuează volumul disponibil, V_{a_1}, şi fracţiunea din cursa pistonului, x_{a_1}, corespunzătoare aspiraţiei.

b. V_{a_1} şi x_{a_1} scad atunci cînd ε_m sau π_t creşte şi respectiv cînd n_d scade.

Măsuri de reducere a influenţei spaţiului mort:

- micşorarea la minimum, prin măsuri constructive, a volumului V_m;

- limitarea raportului de comprimare, π_t;
- asigurarea condiţiilor adecvate pentru o destindere politropă cu exponent n_d mare.

Interes practic prezintă numai prima măsură, care implică îndeosebi, perfecţionarea constructivă a distribuţiei gazelor, astfel încît să se reducă la minimum volumele adiţionale. Celelalte măsuri pot fi luate în consideraţie numai dacă se analizează în paralel şi aspectele legate de $\pi_{t\ opt}$ ($\eta_{iz\ max}$), precum şi de condiţiile de răcire.

Menţiuni: a. Influenţa gazului rămas în spaţiul mort se resimte şi prin amestecarea lui, după destindere, cu gazul aspirat, faţă de care, se găseşte la un nivel diferit de temperatură şi deci, de energie internă.

b. Dependenţa dintre volumul de gaz aspirat şi mărimea spaţiului mort se utilizează uneori la reglarea productivităţii compresoarelor sau la limitarea presiunii maxime:
- reglarea productivităţii prin modificarea lui V_m se bazează pe relaţia (5.3), care arată că prin intermediul lui V_m = varia, respectiv, ε_m = varia, rezultă V_{a_1} = varia; astfel, prin mărirea spaţiului mort se reduce volumul de gaz aspirat, V_{a_1}, şi se micşorează productivitatea;
- în cazul compresoarelor mici (q = o,1...o,2 m^3/min), ε_m este relativ mare şi presiunea maximă ce se atinge în rezervorul tampon este limitată prin micşorarea volumului de gaz aspirat, V_{a_1}, pînă la anulare, prin prelungirea fazei de destindere, teoretic (în absenţa pierderilor prin neetanşeităţi sau termice), pe întreaga cursă a pistonului ($V_4 = V_1$); în acest caz, compresorul comprimă în spaţiul mort şi destinde aceeaşi cantitate de gaz, fazele de aspiraţie şi de refulare fiind absente.

Raportul teoretic maxim de comprimare rezultă din relaţia (5.3) punînd condiţia $V_{a_1} = 0$:

$$\pi_{t\max} = \left(\frac{1}{\varepsilon_m} + 1 \right)^{n_d} \qquad (5.5)$$

In fig.5.2 se prezintă cicluri cu rapoarte de comprimare crescînde pînă la valoarea maximă. De exemplu, dacă ε_m = o,15 şi n_d = 1,22 rezultă $\pi_{t\ max} = 12$.

Obs.: In realitate, în cazul funcţionării la $\pi_{t\ max}$, curbele de comprimare şi de destindere nu se suprapun. In timpul fazelor respective intervin pierderi termice şi pierderi de gaze prin neetanşeităţi (de exemplu, prin jocurile

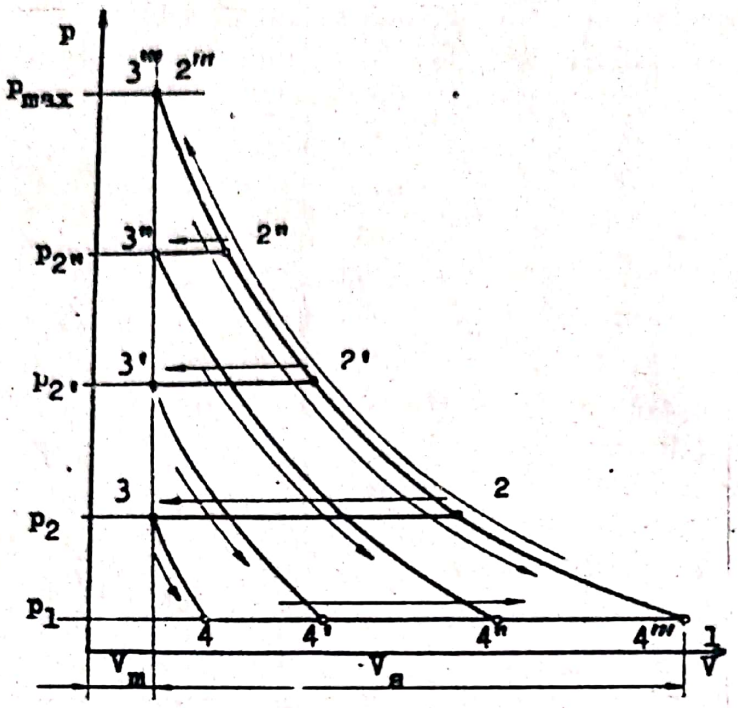


Fig.5.2

normale existente la grupul piston-segmenţi-cilindru). Datorită pierderilor prin neetanşeităţi, în ciclul real, la η_t max apare totuşi o fază de aspiraţie, care poate fi de amploare relativ mică, având rolul de a completa pierderile respective de gaz.

5.1.2. Presiunea de aspiraţie

In timpul aspiraţiei, intrarea gazului în cilindru prin supapa de aspiraţie se asigură prin depresiunea Δp_a creată de piston în interiorul acestuia, în raport cu presiunea p_A din secţiunea de aspiraţie:

$$\Delta p_a = (p_A - p_a) = \sum_{j=1}^{4} \Delta p_{a_j} \qquad (5.6)$$

Aici, p_a este presiunea din cilindru în timpul aspiraţiei (presiunea de aspiraţie);

Δp_{a_1} - diferenţa de presiune statică necesară pentru imprimarea energiei cinetice care să asigure deplasarea gazului pe traseul de aspiraţie şi în cilindru cu o viteză corespunzătoare vitezei pistonului;

Obs.: $\Delta p_{a_1} = \text{prop.} \dot{x}^2$, $\dot{x}$ fiind viteza pistonului;

Δp_{a_2} - diferenţa de presiune statică necesară pentru

producerea unei forţe de presiune asupra coloanei de gaz aspirat, care să învingă inerţia masei respective de gaz, aflată în regim de curgere cu viteză variabilă, pe traseul de aspiraţie şi în cilindrul compresorului;

Obs.: $\Delta p_{a_2} = prop.\ddot{x}$, $\ddot{x}$ fiind acceleraţia pistonului; pentru $\ddot{x} < 0 \Rightarrow \Delta p_{a_2} > 0$;

Δp_{a_3} - diferenţă de presiune statică necesară pentru realizarea forţei de presiune asupra discului supapei de aspiraţie, care echilibrează forţa de împingere a arcului supapei şi menţine discul respectiv aplicat pe limitator;

Obs.: $\Delta p_{a_3} = const.$

Δp_{a_4} - diferenţa de presiune statică necesară pentru învingerea forţelor de inerţie şi de frecare ale pieselor mobile ale supapei de aspiraţie, la deschiderea şi la închiderea acesteia.

Obs.: La deschiderea supapei, $\Delta p'_{a_4} < 0$, la închiderea ei, $\Delta p''_{a_4} > 0$; iar $|\Delta p'_{a_4}| > |\Delta p''_{a_4}|$

N.B. - Cu excepţia $\Delta p_{a_2} > 0$ şi $\Delta p''_{a_4}$, toate celelalte diferenţe de presiune reprezintă pierderi de presiune.

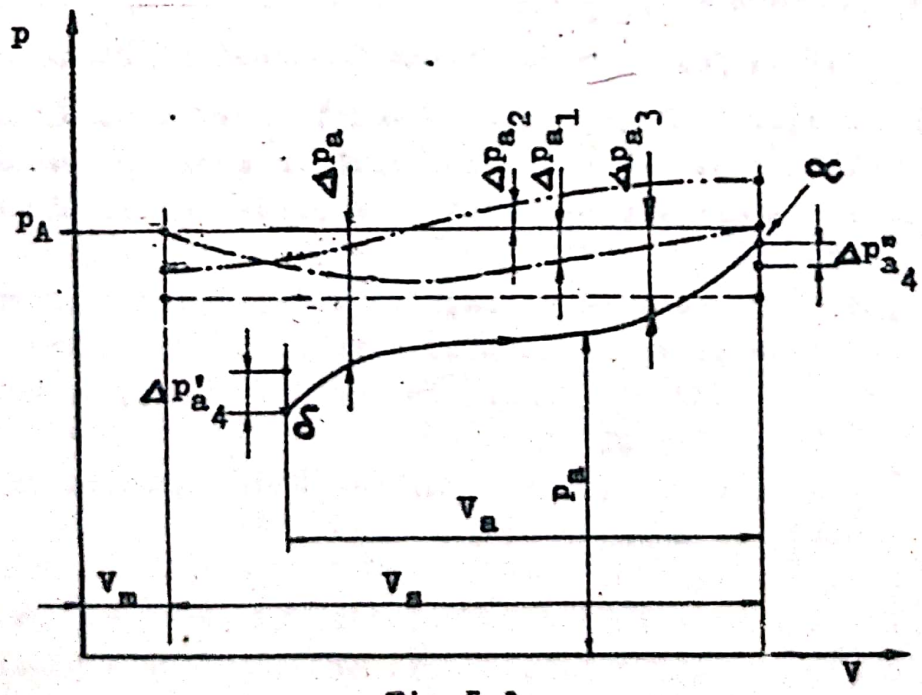


Fig.5.3

In fig.5.3 se prezintă variaţiile diferenţelor (pierderi-

lor) de presiune enumerate, precum şi variaţia presiunii p_a din cilindru în funcţie de volumul oferit gazului, în faza de aspiraţie, delimitată prin punctele δ şi α.

Obs.: Punctele δ şi α marchează deschiderea şi respectiv închiderea supapei de aspiraţie.

Concluzii:

a. Din cauza pierderilor de presiune la aspiraţie, presiunea p_a a gazului din cilindru este mai mică decît presiunea p_A din secţiunea de aspiraţie.

b. Pierderile de presiune fiind variabile, presiunea de aspiraţie p_a variază pe întreaga durată a fazei respective.

c. Valoarea minimă a presiunii din cilindru corespunde deschiderii supapei de aspiraţie (punctul δ, fig.5.3).

5.1.3. Presiunea de refulare

In timpul refulării, ieşirea gazului din cilindru prin supapa de refulare se asigură prin suprapresiunea Δp_r creată de piston în interiorul acestuia, în raport cu presiunea p_R din secţiunea (racordul) de refulare:

$$\Delta p_r = p_r - p_R = \sum_{j=1}^{4} \Delta p_{r_j} \qquad (5.7)$$

Aici, p_r este presiunea din cilindru în timpul refulării (presiunea de refulare);

$\Delta p_{r_1}, \ldots, \Delta p_{r_4}$ - diferenţe de presiuni statice avînd semnificaţii analoge cu cele menţionate în cazul aspiraţiei, sensul lor de acţiune fiind însă în acord cu sensul inversat de deplasare a pistonului şi a piesei de închidere a supapei de refulare.

In fig.5.4 se prezintă variaţiile diferenţelor (pierderilor) de presiune şi variaţia presiunii p_r din cilindru în funcţie de volumul ocupat de gaz, în faza de refulare, delimitată prin punctele β şi γ.

Obs.: Punctele β şi γ marchează deschiderea şi respectiv, închiderea supapei de refulare.

Concluzii:

a. Din cauza pierderilor de presiune la refulare, presiunea p_r a gazului din cilindru este mai mare decît presiunea p_R din secţiunea de refulare.

b. Pierderile de presiune fiind variabile, presiunea de refulare p_r variază pe întreaga durată a fazei respective.

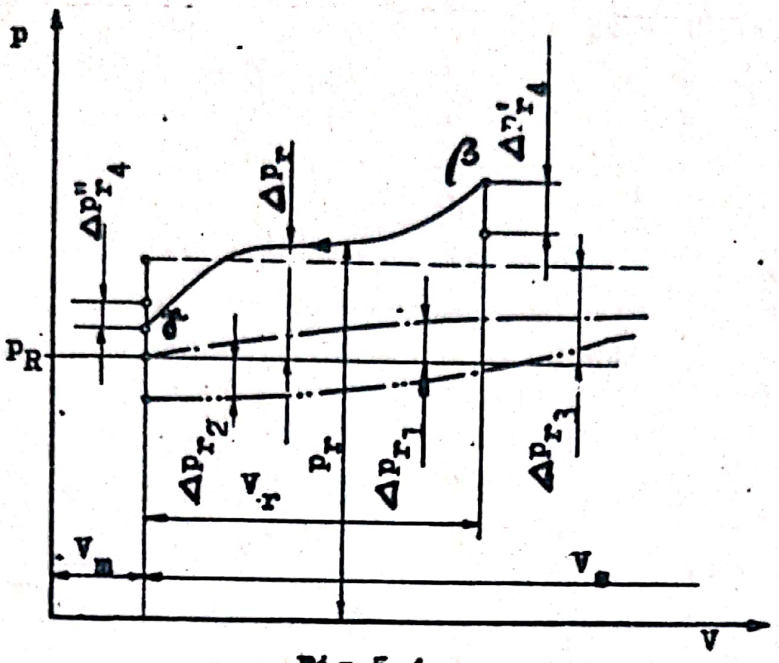


Fig.5.4

c. Valoarea maximă a presiunii din cilindru corespunde deschiderii supapei de refulare (punctul β , fig.5.4).

5.1.4. Schimbul de căldură dintre gaz şi pereţii cilindrului de comprimare

In timpul procesului de funcţionare se produce schimb de căldură continuu între gazul din cilindrul de comprimare şi mediul exterior, prin intermediul pereţilor interiori ai cilindrului şi ai capacului cilindrului (chiulasei).

Mediul exterior este reprezentat de agentul de răcire, care poate fi: aerul atmosferic, apa de răcire sau un alt lichid (agent frigorific).

Influenţa schimbului de căldură gaz-pereţi se prezintă pe diagrama T-s din fig.5.5.

Observaţii:

a. In faza de aspiraţie, gazul, avînd temperatura mai mică decît a pereţilor, primeşte căldură de la aceştia; energia internă şi temperatura gazului cresc (izobara $\alpha - \alpha'$) prin aport de căldură de la pereţi.

b. In faza de comprimare, în funcţie de sensul schimbului de căldură se disting două etape:

- In prima etapă, temperatura gazului continuă să fie mai mică decît a pereţilor; ea creşte, deoarece, energia internă a gazului se măreşte, atît datorită lucrului mecanic de comprimare, cît şi datorită aportului de căldură de la pereţi. De asemenea, entropia gazului creşte (politropa $\alpha' - C$ cu

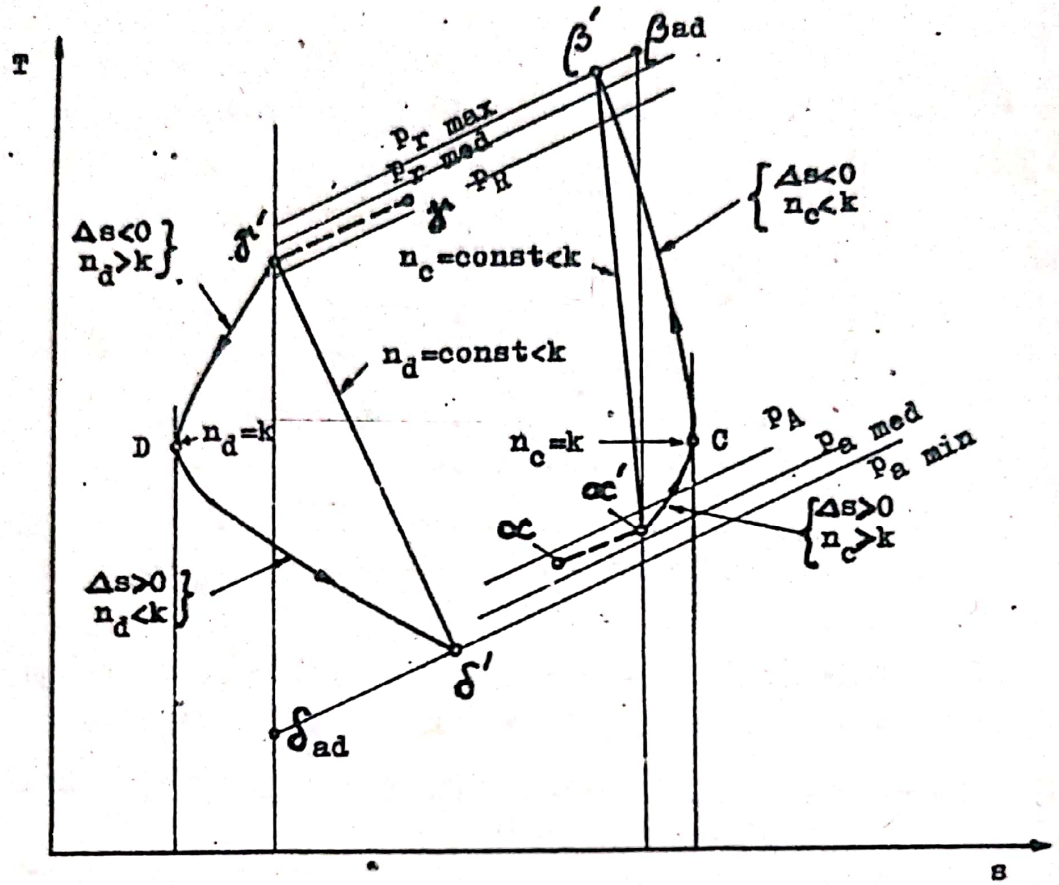


Fig.5.5

exponent variabil, $n_c > k$). In punctul C, temperatura gazului atinge un nivel la care se produce un echilibru termic. Schimbul global de căldură devenind nul, $n_c = k$ (punct de aparent adiabatism).

- In a doua etapă, temperatura gazului depăşeşte temperatura pereţilor; ea continuă să crească deoarece lucrul mecanic de comprimare conduce la mărirea energiei interne a gazului. In schimb, sensul schimbului de căldură se inversează. Datorită cedării de căldură de la gaz la pereţi, entropia gazului scade (politropa C- α' cu exponent variabil, $n_c < k$). Etapa se încheie odată cu faza de comprimare, prin deschiderea supapei de refulare (punctul β').

c. In faza de refulare, gazul are temperatura mai ridicată decît a pereţilor. Datorită cedării de căldură, temperatura gazului scade, astfel că, la sfîrşitul refulării ea este mai mică decît la începutul acesteia (izobara $\gamma - \gamma'$).

d. In faza de destindere, în funcţie de sensul schimbului de căldură de disting două etape:

- In prima etapă, temperatura gazului este mai mare decît a pereţilor. Atît datorită cedării de căldură, cît şi datorită lucrului mecanic de destindere, energia internă şi temperatura gazului se micşorează. De asemenea, entropia gazului scade (politropa γ' - D cu exponent variabil, $n_d > k$). In punctul D temperatura gazului atinge un nivel la care se produce un echilibru termic. Schimbul global de căldură devenind nul, $n_d = k$ (punct de aparent adiabatism).

- In a doua etapă, temperatura gazului coboară sub temperatura pereţilor. Datorită lucrului mecanic de destindere, energia internă şi temperatura gazului continuă să scadă cu toate că gazul primeşte căldură de la pereţi. In schimb, entropia gazului creşte (politropa D- δ' cu exponent variabil, $n_d < k$). Etapa se încheie odată cu faza de destindere, prin deschiderea supapei de aspiraţie (punctul δ').

Curbele reale de comprimare şi de destindere, considerate politrope cu exponenţii n_c şi, respectiv, n_d variabili, sînt prezentate în diagramele T-s (fig.5.5) şi p-V (fig.5.6), în comparaţie cu izentropele α'- β_{ad} şi, respectiv, γ'- δ_{ad}.

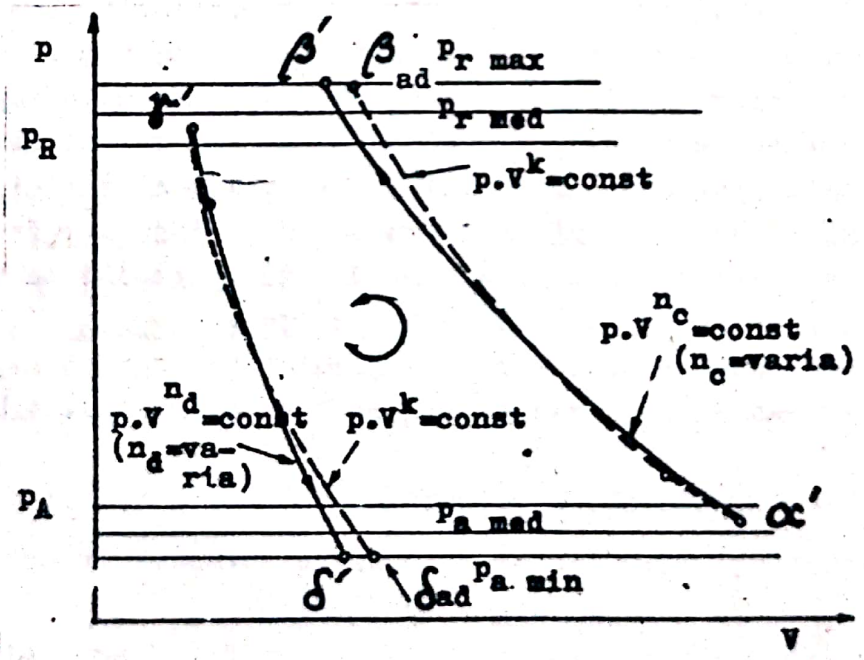


Fig.5.6

Curbele reale de comprimare şi de destindere pot fi înlocuite prin politrope echivalente sub aspectul stărilor iniţiale şi finale, caracterizate de valori constante ale exponenţilor n_c şi respectiv, n_d (fig.5.5).

Concluzii:

a. Schimbul de căldură între gazul din cilindru şi pereţii acestuia modifică sensibil alura de variaţie a presiunii şi a temperaturii gazului în timpul fazelor de comprimare şi de destindere.

b. Datorită răcirii cilindrului de comprimare, temperatura gazului la sfîrşitul fazei de comprimare este mai redusă decît în cazul cînd comprimarea ar decurge adiabatic ($T_{\beta}' < T_{\beta ad}$).

c. Influenţa schimbului de căldură se resimte mai mult în faza de destindere, suprafaţa relativă de schimb de căldură fiind mai mare.

5.1.5. Energia internă a gazului rezidual

După destindere, energia internă a gazului rămas în spaţiul mort (gazul rezidual) este diferită de energia internă a gazului care se aspiră, deoarece, pe de o parte, condiţiile de schimb de căldură în fazele de comprimare şi de destindere sînt diferite, iar pe de altă parte, gazul aspirat se încălzeşte în contact cu pereţii mai calzi ai cilindrului.

Starea gazului la sfîrşitul fazei de aspiraţie depinde de o serie de factori constructivi şi funcţionali, cum ar fi: construcţia şi dimensiunile cilindrului de comprimare, care determină mărimea relativă a spaţiului mort şi ca urmare, starea şi volumul gazului rezidual la sfîrşitul refulării; raportul de comprimare şi condiţiile de răcire a treptei, care determină starea gazului la sfîrşitul comprimării ; frecvenţa ciclică (turaţia), care determină durata aportului de căldură de la pereţi la gaz în faza de aspiraţie.

In general, evoluţia stării gazului în faza de aspiraţie este mai greu de analizat cu mijloace experimentale tradiţionale.

5.1.6. Condiţiile de etanşeitate

Imperfecţiunile dispozitivelor de etanşare conduc la pierderi de gaz din cilindru. Se disting:

a. Neetanşeităţi exterioare, pe la: garnitura chiulasei, segmenţii pistonului cu o singură faţă activă, cutiile de etanşare. O parte din gazul din cilindru se pierde prin neetanşeităţile respective în mediul exterior (pierderi cantitative); cantitatea de gaz refulată este mai mică decît cea aspirată. Remediu: racordarea zonelor de pierderi la conducta de aspiraţie (gazul este reintrodus în cilindru, pierderile

devenind interioare). Procedeul este uzual la compresoare pentru gaze toxice sau inflamabile (pierderi exterioare nule).

b. Neetanşeităţi interioare, pe la: supapele de distribuţie, segmenţii pistonului cu două feţe active sau ai pistonului diferenţial. Pierderile prin aceste neetanşeităţi reduc debitul compresorului prin crearea unui circuit de gaz interior, continuu.

Concluzii: Pierderile de gaz prin neetanşeităţi micşorează debitul treptei de comprimare. Remedii: soluţii constructive adecvate, întreţinerea corectă a sistemului de ungere. Pierderile interioare pot fi reduse la fracţiuni dintr-un procent din debitul volumic al compresorului sau devin neglijabile.

5.2. Condiţiile reale de transformare a stării fizice a gazelor şi a vaporilor

5.2.1. Compresibilitatea gazelor reale

Ecuaţia termică de stare a gazelor reale este de forma:

$$p\,v = \varphi\,R\,T \qquad (5.8)$$

în care, φ reprezintă coeficientul de compresibilitate reală a gazului; el depinde de natura, de presiunea şi de temperatura acestuia. Valorile lui φ pentru gaze şi vapori în limitele uzuale de variaţie a presiunii şi a temperaturii se prezintă în literatura de specialitate [11].

Valoarea aproximativă a coeficientului de compresibilitate φ la presiunea $p < 0{,}4\ p_{cr}$ (p_{cr} fiind presiunea critică) se calculează cu relaţia:

$$\varphi = 1 + \frac{9}{128}\,\frac{p}{p_{cr}}\,\frac{T_{cr}}{T}\left[1 - 6\left(\frac{T_{cr}}{T}\right)^2\right] \qquad (5.9)$$

în care, T_{cr} reprezintă temperatura critică.

Observaţii:

a. Ecuaţia caracteristică $pv = RT$ este riguros valabilă numai pentru gaze ideale sau perfecte. Ea poate fi folosită în cazul gazelor uzuale numai pînă la presiuni de cca 8 MPa. De aceea, presiunea respectivă reprezintă limita de la care compresoarele se consideră de presiune înaltă.

b. Gazele uzuale aflate la $p > 8$ MPa şi $T > 273$ K au $\varphi > 1$. Deci, în condiţiile respective, gazele reale sînt mai puţin compresibile decît gazul ideal.

Scanned with OKEN Scanner

c. Corecţia privind compresibilitatea reală a gazelor se mai poate face folosind coeficientul parţial de compresibilitate:

$$\varphi_r = \frac{p \cdot v}{p_N \cdot v_N} = \frac{T}{T_N} \qquad (5.10)$$

Aici, indicele N marchează parametrii la starea fizică normală Este evidentă relaţia:

$$\varphi = \frac{273}{T} \cdot \varphi_r \qquad (5.11)$$

d. Ignorarea compresibilităţii reale a gazelor la rapoarte mari de comprimare conduce la erori importante în calculul parametrilor de stare şi al energiei necesare pentru comprimare.

Influenţa compresibilităţii se resimte şi la viteze mari de curgere.

N.B. Pentru a înlesni prezentarea, în cele ce urmează se va considera $\varphi = 1$ şi se vor face menţiuni speciale pentru $\varphi \neq 1$.

5.2.2. Umiditatea gazului

Umiditatea gazului prezintă importanţă sub următoarele aspecte: limitarea condiţiilor de răcire prin punctul de rouă; stabilirea corectă a parametrilor de stare ai gazului umed care evoluează în cilindrul de comprimare; asigurarea debitului de gaz uscat impus la utilizare.

Ecuaţia termică de stare pentru un gaz umed este de forma:

$$p_u V_u = m_u \cdot R_u \cdot T \qquad (5.12)$$

în care,

p_u, V_u reprezintă parametrii de stare corespunzători gazului umed;

m_u - masa de gaz umed;

R_u - constanta gazului umed.

Constanta gazului umed se stabileşte în funcţie de conţinutul de umiditate x [kg vapori/kg gaz umed] cu relaţia:

$$R_u = \frac{R_g + x R_v}{1 + x} \qquad (5.13)$$

Aici, R_g este constanta gazului uscat, iar R_v - constanta vaporilor.

5.3. Diagrama indicată

Diagrama indicată redă în coordonate p-V evoluţia reală a presiunii gazului din cilindrul de comprimare în funcţie de volumul pe care îl ocupă în interiorul acestuia. Ea se obţine cu ajutorul unui indicator de ciclu, care posedă un traductor de presiune, un traductor de deplasare (deplasarea pistonului fiind proporţională cu volumul oferit gazului), doi amplificatori pentru semnalele metrologice respective şi un aparat indicator şi /sau înregistrator, cu ajutorul căruia, din compunerea celor două semnale amplificate, rezultă dependenţa p(V).

In fig.5.7 a,se prezintă diagrama indicată a unui cilindru de comprimare, prevăzut cu distribuţie prin supape, în condiţii normale de funcţionare (α'- β' - γ'- δ').

Pentru comparaţie, pe aceeaşi figură se prezintă şi ciclul teoretic corespunzător presiunilor p_A şi p_R (1-2-3-4).

In continuare, în fig.5.7 b,se prezintă diagrama indicată stilizată, la reprezentarea căreia se neglijează variaţiile presiunii din cilindru în fazele de aspiraţie şi de refulare. Deci, presiunile în fazele respective se consideră constante şi egale cu:

$$p_{a\ med} = p_A - \Delta p_{a\ med} \qquad (5.14)$$

şi

$$p_{r\ med} = p_R + \Delta p_{r\ med} \qquad (5.15)$$

Se observă că funcţionarea treptei se caracterizează printr-un raport intern de comprimare, π_i, definit prin relaţia:

$$\pi_i = \frac{p_{r\ med}}{p_{a\ med}} > \pi_t \qquad (5.16)$$

Diagrama indicată permite determinarea parametrilor indicaţi ai ciclului real, precum şi evidenţierea influenţei unor factori constructivi sau funcţionali asupra ciclului real. De asemenea, diagrama indicată oferă posibilitatea de a diagnostica anomaliile care apar în funcţionarea compresorului.

5.3.1. Parametrii indicaţi

a. Lucrul mecanic indicat, L_i, reprezintă lucrul mecanic prestat gazului în procesul real din treapta de comprimare şi

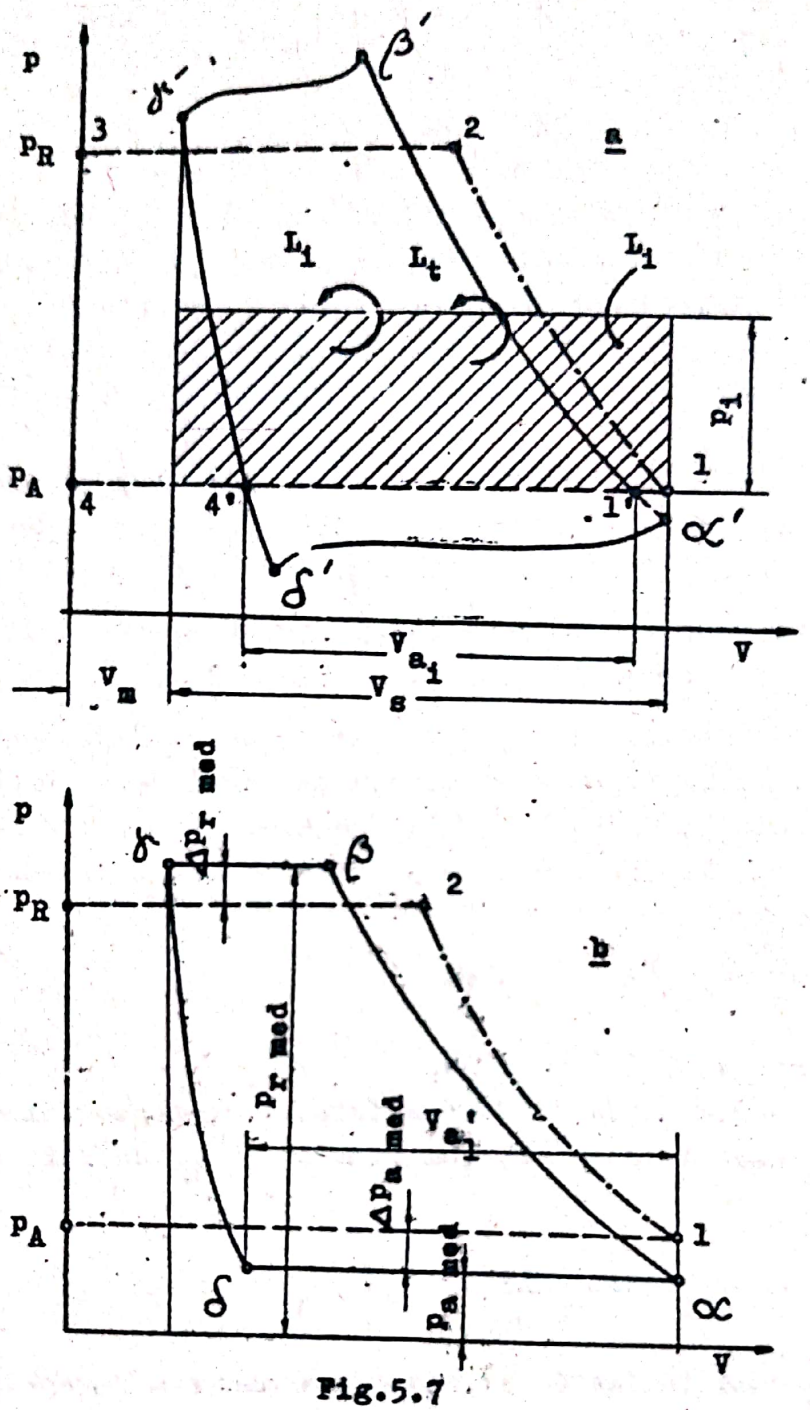


Fig.5.7

este proporţional cu aria delimitată de conturul diagramei indicate $\alpha' - \beta' - \gamma' - \delta'$:

$$L_i = S_L \cdot A_1 \quad [J/ciclu] \qquad (5.17)$$

Aici, scara lucrului mecanic S_L, în J/mm^2, se obţine pe baza relaţiei:

$$S_L = S_p \cdot S_V \qquad (5.18)$$

în care, S_p este scara presiunii, în Pa/mm şi

S_V - scara volumului, în m^3/mm.

b. Presiunea medie indicată, p_i, reprezintă o suprapresiune medie, convenţională, care, acţionînd în cursa de refulare ar implica un consum de energie egal cu lucrul mecanic indicat:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s} \quad [Pa] \quad \text{sau} \quad \left[\frac{J}{m^3}\right] \qquad (5.19)$$

Observaţie: p_i mai are semnificaţia de lucru mecanic specific (volumic).

c. Puterea indicată, P_i, reprezintă puterea corespunzătoare lucrului mecanic prestat gazului în procesul real din treapta de comprimare:

$$P_i = \frac{\omega}{2\pi} \cdot L_i \quad [W] \qquad (5.20)$$

sau

$$P_i = \frac{\omega}{2\pi} \cdot p_i \cdot V_s \quad [W] \qquad (5.20.a)$$

d. Volumul de gaz aspirat indicat, V_{a_i}, (fig.5.7 a) reprezintă volumul descris de piston din momentul în care, în timpul fazei de destindere, presiunea din cilindru devine egală cu presiunea p_A din secţiunea de aspiraţie, pînă în momentul în care, în timpul fazei de comprimare, presiunea din cilindru devine iarăşi egală cu p_A.

e. Randamentul izotermic indicat, η_{iz_i}, definit ca raport între lucrul mecanic izotermic (puterea izotermică) şi lucrul mecanic indicat (puterea indicată):

$$\eta_{iz_i} = \frac{L_{iz}}{L_i} = \frac{P_{iz}}{P_i} = \frac{p_A \cdot q \cdot \ln \pi_t}{P_i} \qquad (5.21)$$

Observaţie: In cazul pistonului cu dublu efect avînd tijă şi contratijă (fig.5.8) se disting:

- cilindreile celor două compartimente:

$$V_{s_I} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_1^2).s = A_{p_I}.s \qquad (5.22)$$

$$V_{s_{II}} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_2^2).s = A_{p_{II}}.s \qquad (5.23)$$

Aici, $A_{p_I} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_1^2)$ şi $A_{p_{II}} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_2^2)$ reprezintă ariile celor două suprafeţe active ale pistonului;

- lucrul mecanic indicat:

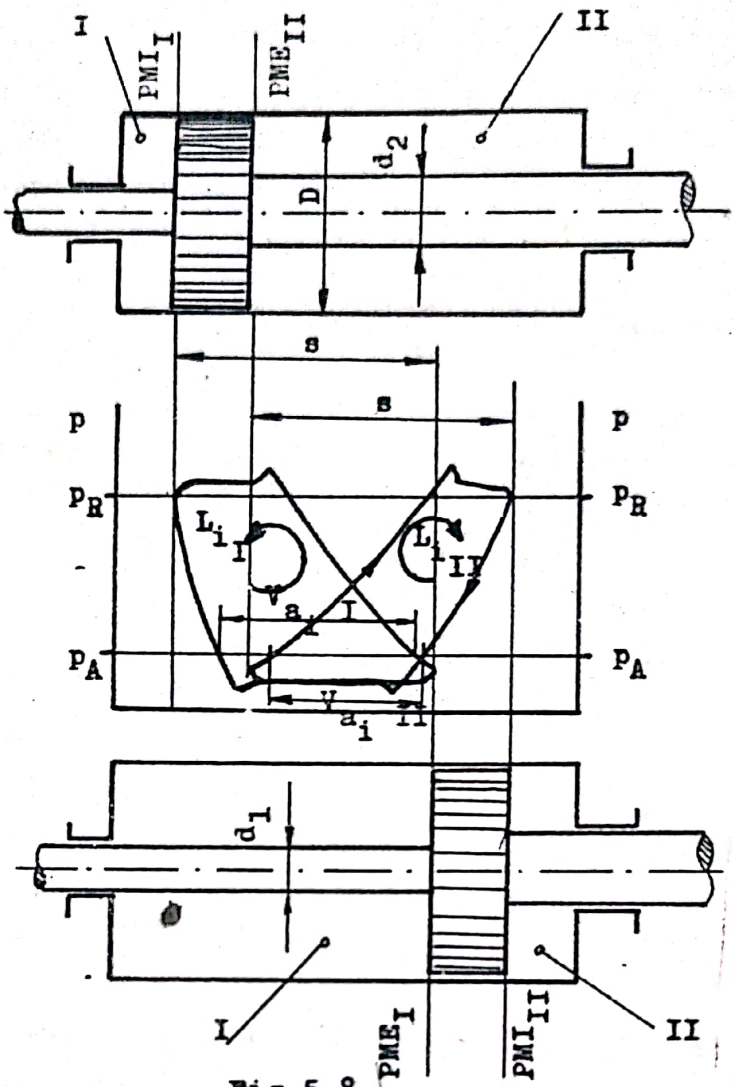


Fig.5.8

$$L_i = L_{i_I} + L_{i_{II}} = S_L \cdot (A_{i_I} + A_{i_{II}}) \qquad (5.24)$$

unde, A_{i_I} şi $A_{i_{II}}$ reprezintă ariile diagramelor indicate ale celor două compartimente;

- presiunile medii indicate în cele două compartimente:

$$p_{i_I} = L_{i_I} / V_{s_I} \qquad (5.25)$$

$$p_{i_{II}} = L_{i_{II}} / V_{s_{II}} \qquad (5.26)$$

- puterea indicată:

$$P_i = \frac{\omega}{2\pi} \cdot (L_{i_I} + L_{i_{II}}) = \frac{\omega}{2\pi} \cdot s(A_{p_I} \cdot p_{i_I} + A_{p_{II}} \cdot p_{i_{II}}) \qquad (5.27)$$

- volumele de gaz aspirate indicate în cele două compartimente, $V_{a_i\ I}$ şi $V_{a_i\ II}$;

- randamentul izotermic indicat al cilindrului cu dublu efect:

$$\eta_{iz\ i} = L_{iz} / L_i = P_{iz} / P_i =$$

$$= \frac{p_A (q_I + q_{II}) \cdot \ln \pi_t}{p_i} \qquad (5.28)$$

Aici, q_I şi q_{II} reprezintă productivităţile celor două compartimente.

Dacă pistonul nu are contratijă $d_1 = 0$, iar $d_2 = d$.

5.3.2. Influenţele unor factori constructivi şi funcţionali evidenţiate de diagrama indicată

a. Influenţa raportului de comprimare, π_c, se prezintă pe fig.5.9. Se observă că, odată cu creşterea presiunii la refulare, p_R, deci, odată cu mărirea raportului de comprimare, faza de destindere se prelungeşte în detrimentul celei de aspiraţie, iar productivitatea treptei scade. La raportul de comprimare maxim, corespunzător presiunii $p_{R\,max}$, faza de refulare dispare (productivitatea este nulă). In acest caz, faza de aspiraţie are rolul de a completa numai pierderile cantitative de gaz prin neetaşeităţi.

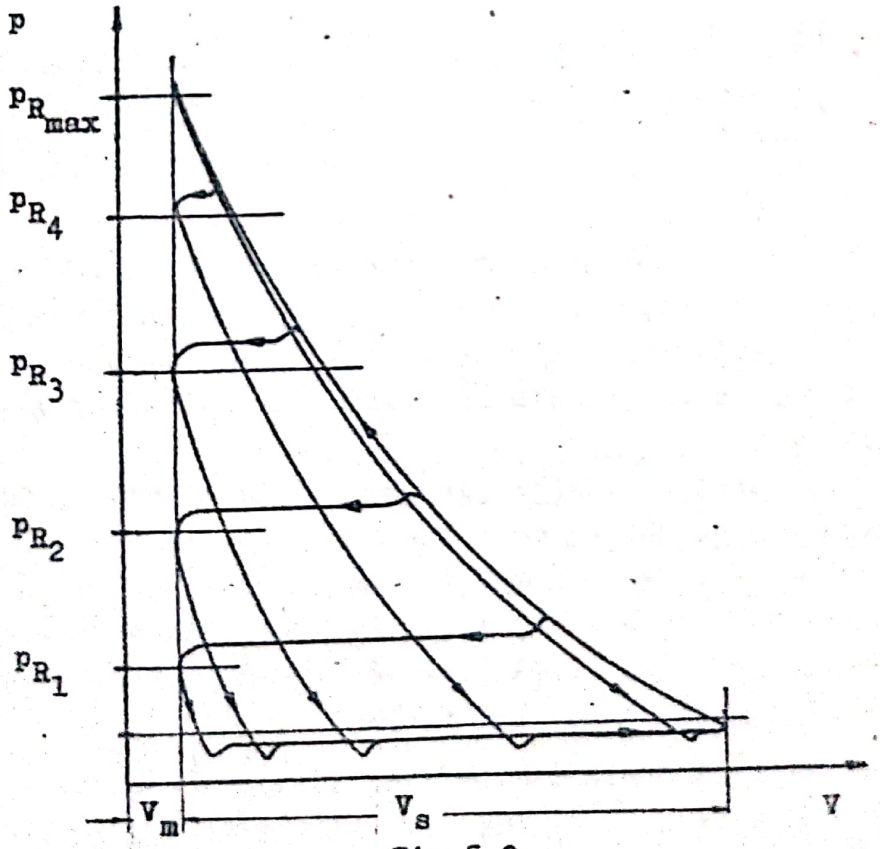


Fig.5.9

b. Influenţa volumului spaţiului mort se prezintă în fig. 5.1o. Se observă că, în cazul cînd $V_{m_2} > V_{m_1}$, amploarea fazei de destindere este mai mare, iar volumul de gaz aspirat şi productivitatea treptei au valori mai reduse.

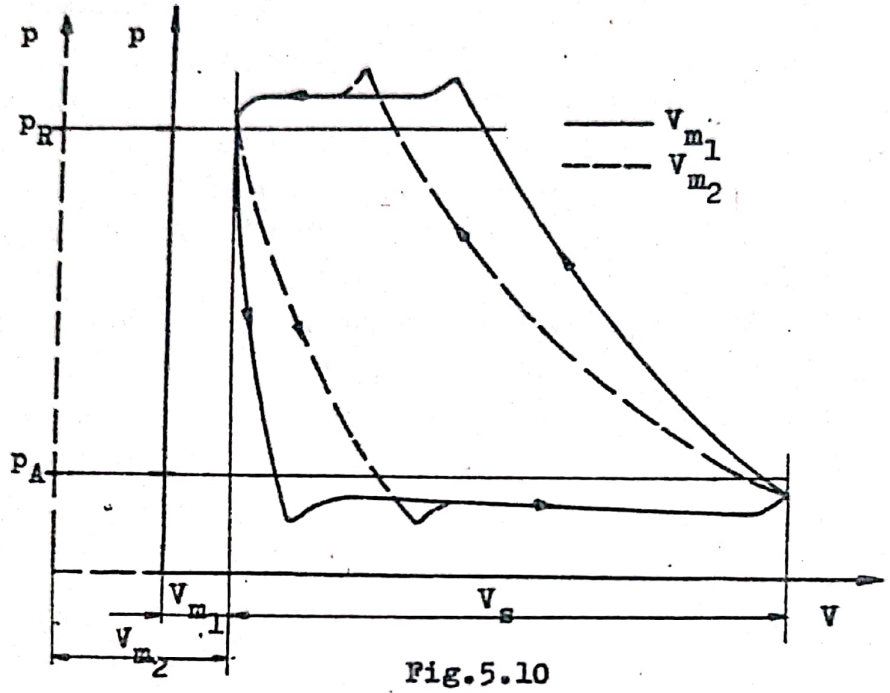


Fig.5.10

Uneori, în cazul compresoarelor frigorifice, dacă vaporii intră umezi în compresor, datorită vaporizării picăturilor în faza de destindere se produce o amplificare a acesteia. Fenomenul menţionat modifică diagrama indicată la fel ca majorarea spaţiului mort.

c. Influenţa laminării la spiraţie se prezintă în fig.5.11. Se observă că pe măsură ce laminarea (ştrangularea) aspiraţiei este mai pronunţată, volumul de gaz aspirat scade, iar productivitatea compresorului se micşorează pînă la anulare($q = 0$). Laminarea aspiraţiei se utilizează frecvent ca procedeu de reglare a productivităţii compresoarelor volumice.

5.3.3. Diagnosticarea anomaliilor funcţionale

In fig.5.12 se prezintă cîteva exemple de diagrame indicate rezultate la funcţionarea anormală a treptei de comprimare (reprezentate cu linie continuă) , în comparaţie cu diagrama indicată corespunzătoare funcţionării normale (repre-

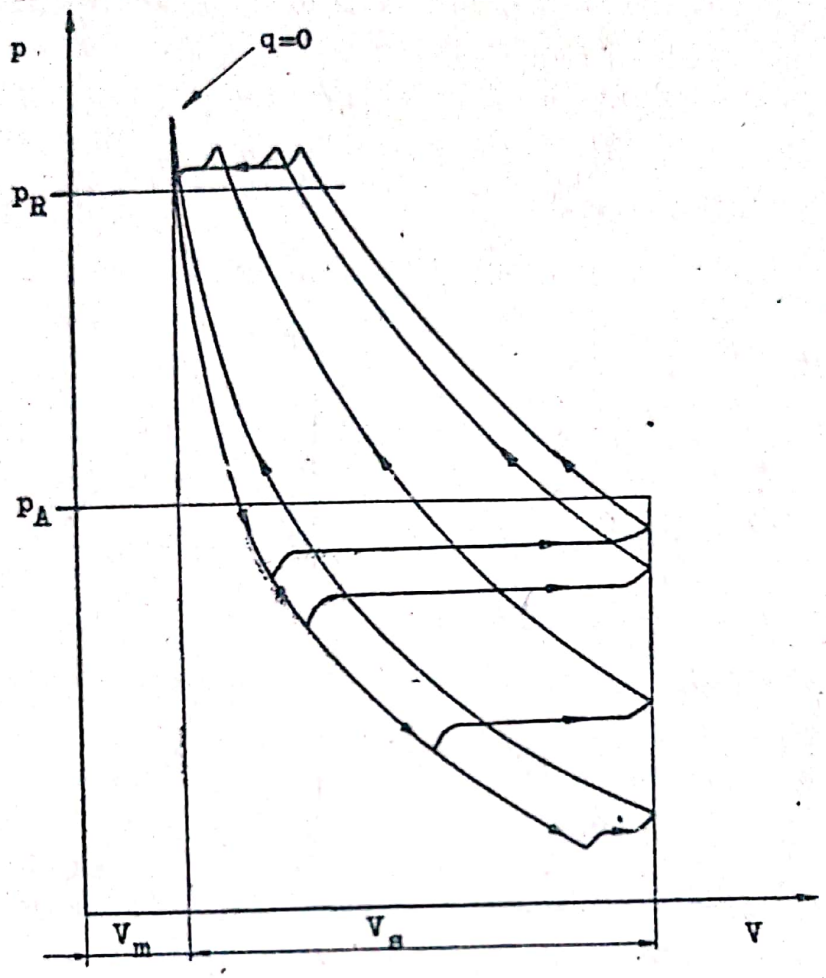


Fig.5.11

tată cu linie întreruptă):

a. supapa de aspiraţie nu etanşează (neetaşeitatea este la sediu);

b. discul supapei de aspiraţie nu etanşează, fiind gripat sau fisurat;

c. supapa de refulare se închide cu întîrziere;

d. supapa de refulare nu etanşează;

e. rezistenţele gazodinamice pe traseele de aspiraţie şi de refulare sînt mărite;

f. arcurile supapelor sînt necorespunzătoare (prea rigide);

g. segmenţii pistonului nu etanşează bine;

h. sistemul de răcire nu asigură răcirea satisfăcătoare a cilindrului de comprimare.

Scanned with OKEN Scanner

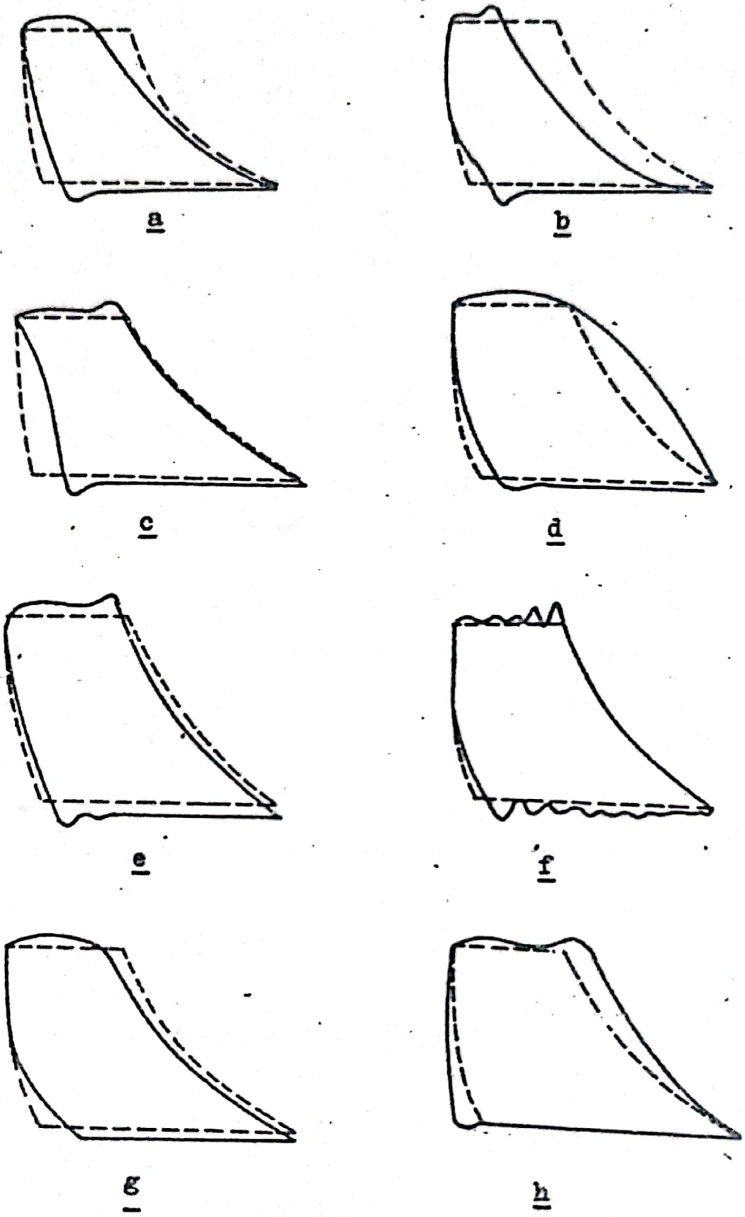


Fig.5.12

5.4. Debitul

5.4.1. Condiţii de exprimare

Debitul volumic al compresorului se exprimă în raport cu starea gazului în secţiunea de aspiraţie.

Obsevaţii:

a. Debitul volumic al compresorului cu o singură treaptă este reprezentat de debitul treptei de comprimare.

b. In cazul compresorului cu mai multe trepte, debitele volumice ale treptelor se deosebesc datorită stărilor diferite ale gazului în secţiunile de aspiraţie ale treptelor respective. Starea iniţială a gazului, în raport cu care se exprimă debitul volumic, este aceeaşi numai pentru prima treaptă şi pentru întregul compresor.

c. Starea gazului în secţiunea de aspiraţie este caracterizată prin parametrii p_A şi T_A.

5.4.2. Pierderile volumice

Debitul teoretic (maxim) al treptei la o anumită frecvenţă depinde de cilindree:

$$q_{Vt} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot V_s$$

Debitul volumic aspirat, Q_{V_A}, reprezintă o fracţiune din debitul teoretic, deoarece, intervin pierderi volumice determinate de: spaţiul mort, pierderea de presiune (laminarea) de la aspiraţie; încălzirea gazului în contact cu pereţii mai calzi ai cilindrului şi umiditatea gazului aspirat.

Debitul volumic refulat, q, reprezintă o fracţiune din debitul volumic aspirat, deoarece o parte din gazul aspirat se pierde prin neetaşeităţi, în timpul procesului de comprimare.

Debitul efectiv al compresorului sau productivitatea acestuia se exprimă prin relaţia:

$$q = \lambda \cdot q_{Vt} \qquad (5.29)$$

în care, λ reprezintă coeficientul (general) de debit sau gradul de utilizare a (cilindreei) compresorului.

5.4.3. Coeficientul (general) de debit al compresorului

Coeficientul de debit se defineşte prin relaţia:

$$\lambda = \frac{Q_{mR}}{\rho_A \cdot q_{Vt}} = \frac{q}{q_{Vt}} \qquad (5.30)$$

Expresia coeficientului de debit apare în formă explicită dacă se analizează detaliat pierderile volumice. Astfel,

$$\lambda = \prod_{j=1}^{5} \lambda_j \qquad (5.31)$$

unde:

- λ_1 este coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort, avînd expresia:

$$\lambda_1 = \frac{V'_{a_1}}{V_s} = 1 - \varepsilon_m \cdot \left(\pi_i^{1/n_d} - 1 \right) \qquad (5.32)$$

Obs.: A se vedea fig.5.7 b.

- λ_2 este coeficientul de reducere a debitului datorită laminării gazului la spiraţie, avînd expresia:

$$\lambda_2 \approx \frac{p_{a\ med}}{p_A} \qquad (5.33)$$

Observaţii:

a. $p_{a\ med}$ reprezintă presiunea medie din cilindru în timpul fazei de aspiraţie; ea se poate determina cu ajutorul diagramei indicate.

b. Volumul de gaz aspirat, V_{a_i}, în cazul considerării pierderilor volumice datorită spaţiului mort şi laminării la aspiraţie se poate determina cu ajutorul diagramei indicate (fig.5.7 a). Deoarece $V_{a_i} = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot V_s$, reiese că produsul $\lambda_1 \cdot \lambda_2 = \lambda_i$ se poate stabili de asemenea cu ajutorul diagramei indicate.

- λ_3 este coeficientul de încălzire, prin care se consideră reducerea volumului de gaz aspirat datorită dilatării lui prin încălzire la aspiraţie, definit prin relaţia:

$$\lambda_3 \approx \frac{T_A}{T_{\alpha'}} \qquad (5.34)$$

unde $T_{\alpha'}$ este temperatura gazului la sfîrşitul aspiraţiei.

Obs.: Produsul $\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 = \lambda_a$ reprezintă gradul de aspiraţie al compresorului:

$$\lambda_a = \frac{V_A}{V_s} = \frac{Q_{V_A}}{q_{Vt}} \qquad (5.35)$$

Aici, V_A fiind volumul de gaz aspirat exprimat în condiţiile p_A, T_A, iar Q_{V_A} - debitul de gaz aspirat exprimat în aceleaşi condiţii.

- λ_4 este coeficientul de eficacitate a aspiraţiei,

prin care se consideră pierderile de gaz prin neetanşeităţi, definit prin relaţia:

$$\lambda_4 = \frac{Q_{mR}}{Q_{mA}} \qquad (5.36)$$

Obs.: λ_4 se determină experimental, prin măsurarea debitelor Q_{mA} şi Q_{mR}.

- λ_5 este coeficientul de pierderi datorită umidităţii gazului la aspiraţie, definit prin relaţia:

$$\lambda_5 = \frac{Q_{mA}\Big|_{x=0}}{Q_{mA}} = \frac{1}{1+x} \qquad (5.37)$$

unde, $Q_{mA}\Big|_{x=0}$ reprezintă debitul masic de gaz propriu-zis ($x = 0$) aspirat în compresor.

Deci, înlocuind $\lambda_1, \ldots, \lambda_5$ cu relaţiile prezentate (5.32, 5.33, 5.34, 5.36 şi 5.37) în rel. (5.31), rezultă expresia coeficientului de debit:

$$\lambda = \left[1 - \varepsilon_m \left(\pi_i^{1/n_d} - 1\right)\right] \cdot \frac{p_{a\,med}}{p_A} \cdot \frac{T_A}{T_{\alpha}'} \cdot \frac{Q_{mR}}{Q_{mA}} \cdot \frac{1}{1+x} \qquad (5.38)$$

Concluzii:

a. Factorii care influenţează coeficientul de debit sînt următorii: raportul intern de comprimare, π_i; mărimea relativă a spaţiului mort, ε_m; calitatea procesului de destindere apreciată prin exponentul n_d; laminarea la aspiraţie caracterizată prin $p_{a\,med}$; încălzirea la aspiraţie caracterizată prin T_{α}'; pierderile prin neetanşeităţi evaluate prin raportul Q_{mR} / Q_{mA}; umiditatea gazului caracterizată prin conţinutul de umiditate la aspiraţie, x. Sensul în care acţionează factorii prezentaţi este precizat de rel. (5.38).

b. In cazul unui compresor dat, factorul de influenţă cel mai important este raportul intern de comprimare, π_i. El acţionează în corelaţie cu ε_m şi n_d. Se observă că atunci cînd π_i creşte λ scade (fig.5.13).

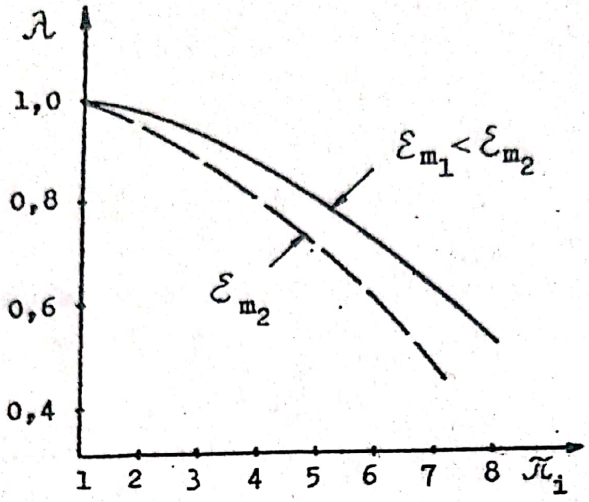


Fig.5.13

Observaţii:

a. Valorile nominale ale coeficientului de debit λ se înscriu în limitele λ = o,75...o,9.

b. Determinarea analitică a coeficientului de debit λ pe baza relaţiei (5.38) implică existenţa unor informaţii experimentale. Se menţionează: n_d = 1,2...1,4; $p_{a\ med}$ = (0,90...0,99)p_A; λ_3 = 0,9...1,0; λ_4 = 0,99.

c. Determinarea experimentală a coeficientului de debit λ are la bază relaţia (5.3o), conform căreia, trebuie să se măsoare debitul masic la refulare, Q_{mR}, sau productivitatea, q.

5.4.4. Debitul efectiv(productivitatea)

Debitul efectiv livrat de compresor sau productivitatea compresorului, q, reprezintă debitul volumic refulat, exprimat în condiţiile de stare de la aspiraţie (p_A, T_A). Prin definiţie:

$$q = \lambda\, q_{Vt} \qquad (5.39)$$

sau, după înlocuirea coeficientului de debit, λ, cu expresia (5.38):

$$q = \frac{\omega}{2\pi} \cdot \left[1 - \varepsilon_m\left(\pi_i^{1/n_d} - 1\right)\right] \cdot \frac{p_{a\ med}}{p_A} \cdot \frac{T_A}{T_\alpha} \cdot \frac{Q_{mR}}{Q_{mA}} \cdot \frac{1}{1+x} \cdot M \cdot V_s \qquad (5.4o)$$

Relaţia (5.4o) evidenţiază factorii principali de care depinde productivitatea compresorului. Pe bază ei se poate calcula productivitatea unui compresor în faza de proiectare sau pentru alegerea debitmetrului necesar măsurătorilor pe stand.

Observaţie: Calculul debitului cu rel.(5. 39) sau (5.4o) necesită cunoaşterea sau evaluarea coeficientului de debit, λ. Evaluarea coeficientului de debit se poate face direct sau prin estimarea valorii factorilor de care depinde, conform rel. (5.38).

Determinarea experimentală a debitului refulat de compresor se poate realiza cu una din următoarele metode:

- măsurarea debitului cu un contor volumetric;
- măsurarea vitezei de curgere în conducta de refulare;
- măsurarea debitului cu dispozitive deprimogene (de laminare);
- măsurarea debitului prin umplerea unui rezervor etalonat (numai în cazul compresoarelor mici).

In fig.5.14 se prezintă schema instalaţiei de măsurare a debitului refulat de un compresor cu ajutorul unui dispozitiv deprimogen (diafragmă, ajutaj, ajutaj sau tub Venturi, tub Dall). Se disting: compresorul, 1; supapa de reţinere, 2; rezervorul tampon, 3; manometrul, 4; supapa de siguranţă, 5; robinetul de reglare a debitului, 6; termometrul, 7; manometrul 8, pentru indicarea presiunii statice la intrarea în dispozitivul deprimogen; dispozitivul deprimogen, 9; manometrul diferenţial, 1o.

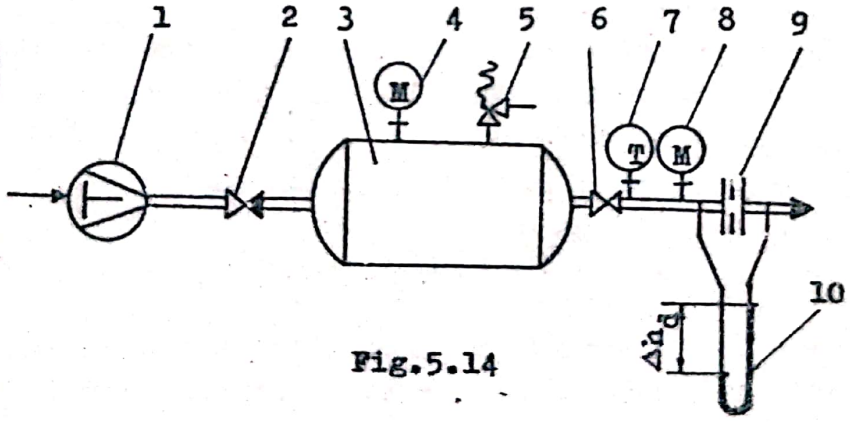


Fig.5.14

Pentru determinarea debitului compresorul trebuie să funcţioneze în regim stabilizat, la raportul de comprimare precizat, evidenţiat prin intermediul presiunii din rezervorul

tampon. Se măsoară temperatura şi presiunea statică a gazului la intrarea în dispozitivul deprimogen, precum şi presiunea diferenţială creată de dispozitivul respectiv. Debitul volumic indicat de dispozitivul deprimogen se stabileşte cu relaţia:

$$Q_{V_D} = \alpha \varepsilon K_t S_o \sqrt{\frac{2}{\rho_D} \Delta p_D} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right] \qquad (5.41)$$

în care:

α - este coeficientul de debit al dispozitivului deprimogen;

ε - coeficientul de detentă al dispozitivului deprimogen;

K_t - factor de corecţie privind dilatarea dispozitivului deprimogen;

S_o - aria secţiunii minime a dispozitivului deprimogen;

ρ_D - densitatea gazului la intrarea în dispozitivul deprimogen;

Δp_D - presiunea diferenţială creată de dispozitivul deprimogen.

Observaţii:

a. Coeficienţii α şi ε depind de caracteristicile dispozitivului deprimogen, de regimul de curgere şi de natura gazului ;

b. Presiunea diferenţială, Δp_D, este evidenţiată de denivelarea lichidului, Δh_D, din cele două ramuri ale manometrului cu tub U.

Deci, productivitatea compresorului va fi:

$$q = \frac{Q_{V_D} \cdot \rho_D}{\rho_A} \qquad (5.42)$$

Observaţie: Măsurarea productivităţii compresorului oferă posibilitatea determinării coeficientului de debit, $\mathcal{A}$, al acestuia, folosind rel. (5.3o).

5.5. Schimbul de energie

5.5.1. Lucrul mecanic şi puterea

Energia consumată exclusiv pentru realizarea procesului de comprimare a gazului în interiorul treptei se poate stabili pe baza diagramei indicate (conform p.5.3.1), în cazul unui compresor în funcţiune, şi se poate estima pe baza diagramei echivalente sau pe baza randamentului izotermic, în cazul

cînd compresorul este în stadiul de proiect.

a. Determinarea energiei necesare pe baza diagramei echivalente

Diagrama echivalentă sau convenţională prezintă un ciclu de funcţionare a treptei, în coordonate p-V (fig.5.15), echivalent din punct de vedere al consumului de energie cu ciclul real. Ea se stabileşte pe baza informaţiilor experimentale privind valorile medii ale Δp_a, Δp_r, n_c, n_d şi ε_m la construcţii existente.

De exemplu:

$\Delta p_{a\ med} \approx (0,05...0,10)\ p_A$;

$\Delta p_{r\ med} \approx (0,03...0,08)\ p_R$;

$n_{c\ med} = 1,3...1,4$

$n_{d\ med} = 1,2...1,4$; $\varepsilon_m = 0,03...0,08$.

Se fac notaţiile : L_c - lucrul mecanic corespunzător unui ciclu de comprimare (a - α - β - r); L_d - lucrul mecanic corespunzător unui ciclu de destindere (r - γ - δ - a)

$$\sigma = \frac{p_R + \Delta p_r}{p_A - \Delta p_a} \cdot \frac{p_A}{p_R}$$

(σ caracterizează mărimea relativă a pierderilor de presiune la curgerea gazului prin supape şi racorduri; la compresoare cu piston $\sigma = 1,1...1,2$);

Obs.: $\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_a}$; $\sigma \cdot \pi_t = \pi_i$;

$$\pi_i = (1,1...1,2) \cdot \pi_t$$

$$\sigma_a = (p_a - \Delta p_a)/p_A;$$

$$\sigma_r = (p_r + \Delta p_r)/p_R;$$

Lucrul mecanic consumat conform diagramei echivalente se exprimă prin:

$$L_e = L_c + L_d =$$

$$= \sigma_a \cdot (1 + \varepsilon_m) \cdot p_A \cdot V_s \cdot \frac{n_c}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \pi_i^{\frac{n_c - 1}{n_c}}\right)$$

$$+ \sigma_a \cdot \varepsilon_m \cdot \pi_i^{\frac{1}{n_d}} \cdot p_A \cdot V_s \cdot \frac{n_d}{n_d - 1} \cdot \left(\pi_i^{\frac{n_d - 1}{n_d}} - 1\right) \qquad (5.43)$$

Dacă se admite $n_d \approx n_c = n$ rezultă:

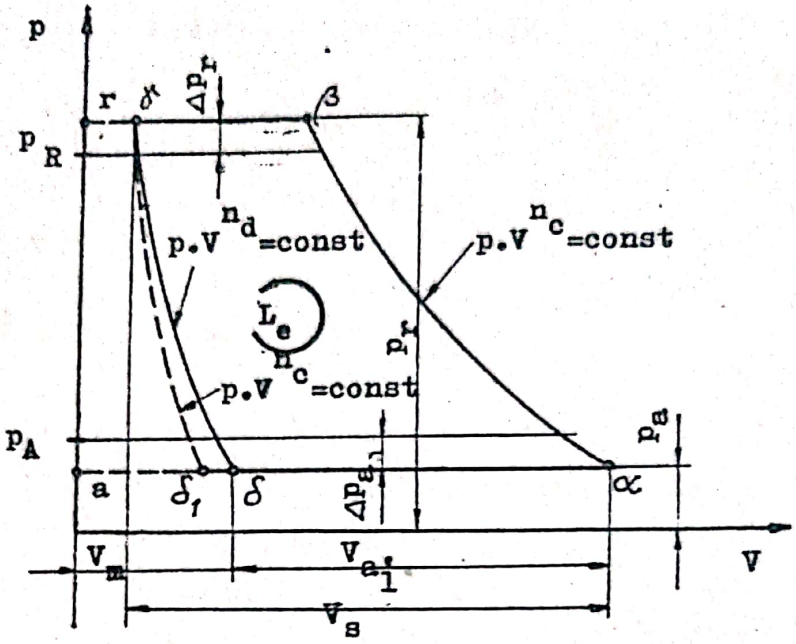


Fig.5.15

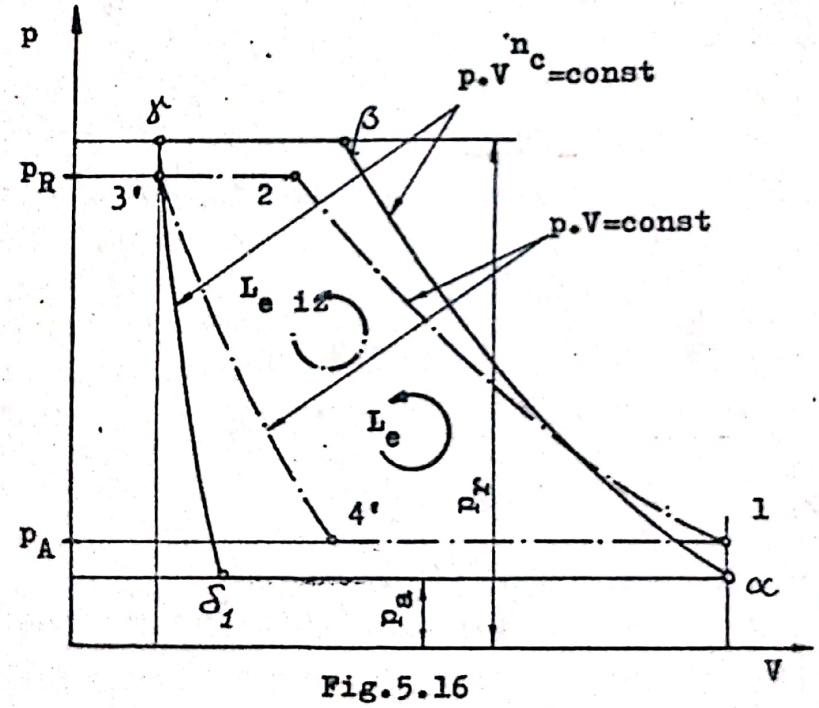


Fig.5.16

$$L'_e = \sigma_a \left[1 - \varepsilon_m \left(\tau_i^{\frac{1}{n}} - 1\right)\right] \cdot p_A \cdot V_s \cdot \frac{n}{n-1} \left(1 - \tau_i^{\frac{n-1}{n}}\right) \quad (5.44)$$

Deoarece valorile medii ale n_c şi n_d sînt, în general, în relaţia $n_c > n_d$ (fig.5.15), se poate folosi un factor de corecţie $\lambda_o = L'_e/L_e = 1{,}01...1{,}02$.

In continuare, se introduc coeficienţii de reducere a debitului λ_1 şi λ_2 definiţi anterior. De asemenea, se ia

în considerație pierderea de gaz prin neetanșeități, prin intermediul coeficientului λ_4. Expresia (5.44) devine:

$$L_e = \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 - \lambda_4} p_A V_s \frac{n}{n-1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n-1}{n}}\right) \qquad (5.45)$$

Observații:

a. Pentru $\lambda_4 = 0{,}94 \ldots 0{,}98$ produsul $\lambda_0 \cdot \lambda_4 \simeq 0{,}95 \ldots 1{,}0$, în timp ce, în mod obișnuit, $\lambda_1 \cdot \lambda_2 < 0{,}9$.

b. La rapoarte mari de comprimare se poate considera

$$\pi_i \simeq \pi_t .$$

c. L_e (conform rel.(5.45)) $< L_t$ (conform rel.(4.12)), adică, lucrul mecanic consumat în procesul convențional este mai mic decît cel consumat de compresorul teoretic la aceleași valori ale p_A, V_s, π_t și n. Diferența provine din faptul că în procesul convențional sau real, în aceeași cilindree ca în procesul teoretic, se aspiră un volum mai mic de gaz. Ca urmare, pentru ca un compresor real și unul teoretic să aibă aceeași productivitate, va fi necesar ca cilindreea compresorului real să fie mai mare decît a celui teoretic. Dar, mărirea cilindreei conduce atît la creșterea L_e (sau L_i), cît și la creșterea lucrului mecanic corespunzător forțelor de frecare din mecanismul motor.

Puterea consumată va fi:

$$P_e = \frac{\omega}{2\pi} \cdot L_e = \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 - \lambda_4} \cdot p_A \cdot q_{Vt} \cdot \frac{n}{n-1} \left(\pi_i^{\frac{n-1}{n}} - 1\right) \qquad (5.46)$$

sau

$$P_e = \frac{1}{\lambda_0 - \lambda_4} \cdot p_A \cdot q \cdot \frac{n}{n-1} \left(\pi_i^{\frac{n-1}{n}} - 1\right) \qquad (5.47)$$

Relațiile (5.45) și (5.46) sau (5.47) permit stabilirea energiei necesare pentru comprimare fără a fi necesară reprezentarea diagramei echivalente.

b. Determinarea energiei necesare pe baza randamentului izotermic

In fig.5.16 se prezintă diagrama echivalentă $\alpha - \beta - \delta - \delta$, care poate fi chiar o diagramă indicată și diagrama procesului optim izotermic, 1-2-3'-4' (în care s-a considerat și destinderea). Corespunzător acestor diagrame se disting lucrurile mecanice L_e și $L_{iz\,e}$, pe baza cărora se definește ran-

damentul izotermic:

$$\eta_{iz\,e} = \frac{L_{iz\,e}}{L_e} \qquad (5.48)$$

Puterea consumată va fi:

$$P_e = \frac{P_{iz\,e}}{\eta_{iz\,e}} = \frac{1}{\eta_{iz\,e}} \cdot p_A \cdot q \cdot \ln \pi_t \qquad (5.49)$$

Puterea necesară la arborele motor se determină avînd în vedere randamentul mecanic, η_m, cu relaţia:

$$P_a = \frac{P_e}{\eta_m} = \frac{1}{\eta_{iz\,e} \cdot \eta_m} \cdot p_A \cdot q \cdot \ln \pi_t \qquad (5.5o)$$

Lucrul mecanic specific volumic, ℓ_e, se obţine avînd în vedere lucrul mecanic L_e exprimat prin relaţia (5.45):

$$\ell_e = \frac{L_e}{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot V_s} = \frac{1}{\lambda_o \lambda_4} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot p_a \left(1 - \pi_i^{\frac{n-1}{n}}\right) \qquad (5.51)$$

N.B. La presiuni mai mari de 8 MPa energia necesară comprimării se calculează luînd în consideraţie compresibilitatea reală a gazelor.

Observaţie: La $\pi_t = 3$, lucrul mecanic de comprimare a gazului real este mai mare decît lucrul mecanic de comprimare a gazului ideal cu cca 6% la p_A = lo MPa şi cu cca 168% la p_A = = loo MPa.

5.5.2. Concluzii privind consumul de energie

Lucrul mecanic consumat exprimat prin rel. (5.43) se poate scrie:

$$L_e = p_a \cdot \left[(V_s + V_m) \cdot \frac{n_c}{n_c - 1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_c-1}{n_c}}\right) - (V_s + V_m - V'_{a_1}) \cdot \frac{n_d}{n_d - 1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_d-1}{n_d}}\right) \right]$$

In continuare,

$$L_e = p_a \cdot V'_{a_1} \cdot \left\{ \frac{1 + \varepsilon_m}{\lambda_1} \left[\frac{n_c}{n_c - 1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_c-1}{n_c}}\right) - \frac{n_d}{n_d - 1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_d-1}{n_d}}\right) \right] + \frac{n_d}{n_d - 1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_d-1}{n_d}}\right) \right\} \qquad (5.52)$$

Dacă $n_c = n_d = n$, lucrul mecanic devine:

$$L_e = p_a \cdot V'_{a_1} \cdot \frac{n}{n-1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n-1}{n}}\right) \qquad (5.53)$$

iar puterea necesară va fi:

$$P_e = p_a \cdot q \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(1 - \pi_i^{\frac{n-1}{n}}\right) \qquad (5.54)$$

Obs.: S-a admis $q = \frac{\omega}{2\pi} \cdot v'_{a_1}$

Relaţiile (5.52), (5.53) şi (5.54) conduc la următoarele concluzii:

a. P_e este proporţională cu presiunea gazului aspirat p_a şi cu productivitatea q.

b. P_e este proporţională şi cu frecvenţa $\omega/2\pi$.

c. P_e depinde de π_i; cînd π_i creşte puterea necesară P_e se măreşte, atinge o valoare maximă şi apoi începe să scadă, atingînd valoarea minimă (teoretic nulă) pentru $\pi_i = \pi_{i\,max}$.

d. Pentru $n_c = n_d = n$ lucrul mecanic L_e consumat pentru comprimarea şi vehicularea unităţii de volum (1 m^3) de gaz comprimat nu depinde de ε_m şi de λ_1.

Dacă $n_c > n_d$ atunci L_e creşte odată cu mărirea lui ε_m şi micşorarea lui λ_1.

Dacă $n_c < n_d$ atunci L_e scade odată cu mărirea lui ε_m.

Observaţii:

a. Valorile L_e obţinute pe baza rel. (5.52) şi (5.53) sînt diferite.

b. Dacă $\pi_i < 6$ şi $\varepsilon_m < 0{,}1$ diferenţa dintre valorile L_e obţinute cu cele două relaţii nu depăşeşte 2%. Dacă $\pi_i > 6$ şi $\varepsilon_m > 0{,}1$ diferenţa respectivă este mai mare şi creşte atunci cînd π_i şi ε_m se măresc. In acest caz, L_e se calculează cu rel. (5.52).

Puterea specifică necesară pentru comprimarea unităţii de volum de gaz (1 m^3), aspirat la presiunea p_a (Pa), în unitatea de timp (1 s), dacă $n_c = n_d = n$, se exprimă prin relaţia:

$$P_s = \frac{P_e}{q \cdot p_a} = \frac{n}{n-1}\left(\pi_i^{\frac{n-1}{n}} - 1\right) \qquad (5.55)$$

$$\left[\frac{W}{\frac{m^3}{s}.Pa}\right] \quad \text{sau} \quad \left[\frac{J}{m^3.Pa}\right]$$

Obs.: P_s depinde numai de raportul intern de comprimare, π_i, şi de exponentul politropic, n.

In fig.5.17 se prezintă dependenţa P_s (π_i) pentru diferite valori n.

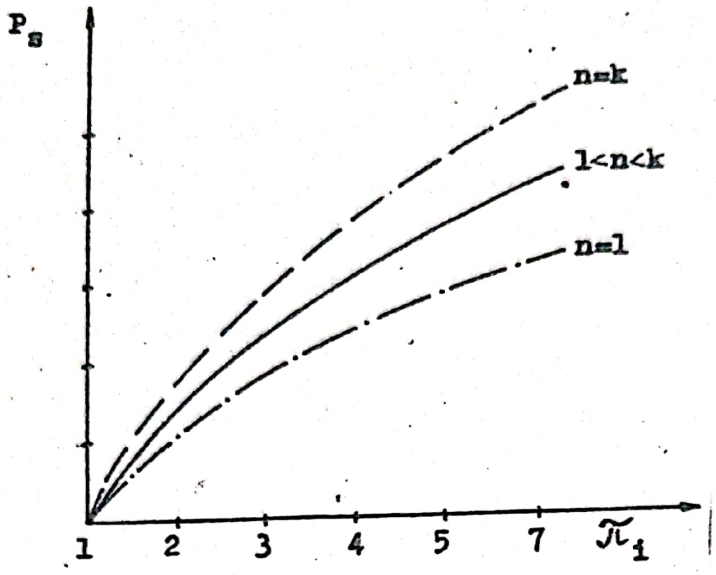


Fig.5.17

Concluzie: Consumul specific de energie se mărește atunci cînd crește raportul intern de comprimare, π_i, sau exponentul politropic, n.

5.6. Randamente

5.6.1. Definiții

a. Randamentul izotermic reprezintă raportul dintre puterea corespunzătoare procesului optim de comprimare, considerat izotermic și fără pierderi de presiune, și puterea indicată:

$$\eta_{iz} = \frac{P_{iz}}{P_i} = \frac{P_{iz}}{P_{iz} + \Delta P_i} \qquad (5.56)$$

Aici, ΔP_i reprezintă pierderile datorite imperfecțiunii procesului termodinamic.

Randamentul izotermic exprimă gradul de perfecțiune a procesului termodinamic din treapta de comprimare.

b. Randamentul adiabatic reprezintă raportul dintre puterea indicată și puterea corespunzătoare unui proces optim, considerat adiabatic și fără pierderi de presiune:

$$\eta_{ad} = \frac{P_i}{P_{ad}} \qquad (5.57)$$

Obs.: Utilizarea η_{ad} este indicată pentru aprecierea perfecțiunii procesului termodinamic în cazul comprimării

vaporilor sau gazelor, care, prin comprimare izotermă, ar ajunge la starea corespunzătoare punctului critic sau chiar ar depăşi această stare. In acest caz, procesul izotermic nu mai poate fi admis ca optim, deoarece, apare o fază lichidă în agentul de lucru, iar procesele de comprimare la gaze, pe de o parte, şi la lichide, pe de altă parte, nu pot fi comparate. Necesitatea utilizării randamentului adiabatic apare la comprimarea în ciclurile frigorifice şi la comprimarea în mai multe trepte a unor gaze.

c. Randamentul mecanic reprezintă raportul dintre puterea indicată şi puterea aplicată la arborele motor al treptei compresorului:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} = \frac{P_i}{P_i + \Delta P_m} \qquad (5.58)$$

Aici, ΔP_m este puterea corespunzătoare consumului propriu de energie al treptei datorită pierderilor mecanice (prin frecări în mecanisme şi în lagăre), precum şi pentru asigurarea ungerii şi răcirii.

Obs.: $\Delta P_m = (1 - \eta_m)/\eta_m \cdot P_i$ (5.59)

Randamentul mecanic exprimă gradul de perfecţiune al treptei de comprimare din punct de vedere mecanic.

d. Randamentul transmisiei reprezintă raportul dintre puterea aplicată la arborele treptei de comprimare şi puterea prestată de motorul de antrenare:

$$\eta_{tr} = \frac{P_a}{P_M} = \frac{P_a}{P_a + \Delta P_{tr}} \qquad (5.60)$$

Aici, ΔP_{tr} este puterea corespunzătoare pierderilor în transmisia de la arborele motorului la arborele compresorului.

e. Randamentul izotermic la arbore se defineşte prin relaţia:

$$\eta_{zi-a} = \frac{P_{iz}}{P_a} = \eta_{iz} \cdot \eta_m \qquad (5.61)$$

f. Randamentul adiabatic de arbore se defineşte prin relaţia:

$$\eta_{ad-a} = \frac{P_i}{P_{ad}} \cdot \eta_m = \eta_{ad} \cdot \eta_m \qquad (5.62)$$

Acest randament se utilizează în cazurile menţionate la pct. b.

5.6.2. Randamentul izotermic

Calitatea procesului termodinamic din treapta de compri-

mare se apreciază cu ajutorul randamentului izotermic definit prin relaţia:

$$\eta_{iz} = \frac{P_{iz}}{P_i}$$

Uneori, acest randament este denumit randament izotermic indicat, deoarece se stabileşte pe baza diagramei indicate.

In fig.5.18 se prezintă: diagrama corespunzătoare procesului izotermic, 1-2-3-4; diagrama indicată, $\alpha' - \beta' - \gamma' - \delta'$; diagrama convenţională (diagrama indicată simplificată), $\alpha - \beta - \gamma - \delta$.

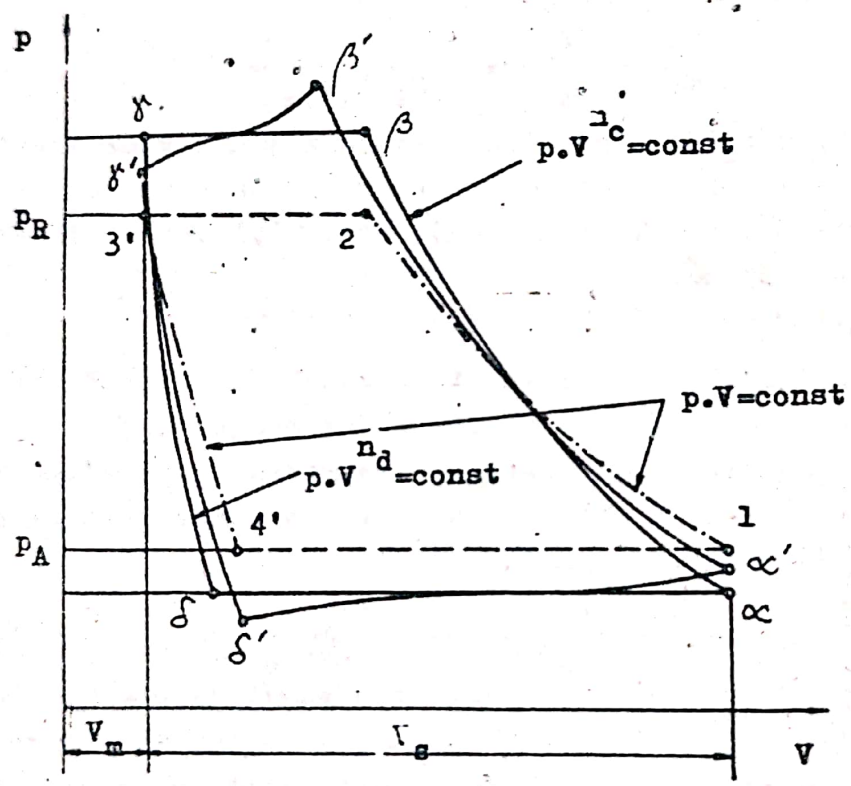


Fig.5.18

Diagrama convenţională îndeplineşte următoarele condiţii:

- presiunile de aspiraţie şi de refulare în fazele respective sînt constante şi egale cu valorile lor medii, $p_{a\ med}$ şi $p_{r\ med}$;

- fazele de comprimare şi de destindere sînt politropice, avînd exponenţii n_c şi n_d determinaţi din condiţia ca lucrul mecanic prestat gazului conform diagramei convenţionale să fie egal cu lucrul mecanic indicat, L_i.

Deci, $L_i = L_{pol}$, $P_i = P_{pol}$

şi

$$\eta_{iz} = \frac{P_{iz}}{P_{pol}} \qquad (5.63)$$

unde:

$$P_{iz} = \frac{\omega}{2\pi} p_A (V_1 - V_4'). \ln \pi_t \quad \text{şi}$$

$$P_{pol} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot \sigma_a \cdot p_A \cdot \left[V_{\alpha} \frac{n_c}{n_c - 1} \left(\pi_r^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right) - V_{\delta} \frac{n_d}{n_d - 1} \left(\pi_r^{\frac{n_d - 1}{n_d}} - 1 \right) \right]$$

Se admite $n_c = n_d = n$ şi $V_1 - V_4' \approx \sigma_a (V_{\alpha} - V_{\delta})$. Rezultă:

$$\eta_{iz} \approx \frac{\ln \pi_t}{\frac{n}{n-1} \left[(\sigma \cdot \pi_t)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]} \qquad (5.64)$$

Obs.: O altă cale de a obţine expresia (5.64) pleacă de la ipotēza că faza de destindere se poate neglija, iar puterile corespunzătoare proceselor ideal şi real sînt:

$$P_{iz} = Q_{mA} \cdot R \cdot T_A \cdot \ln \pi_t \quad \text{şi}$$

$$P_i = Q_{mR} \cdot R \cdot T_{\alpha} \cdot \frac{n}{n-1} \left(\pi_r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right).$$

Dacă se consideră că gazul beneficiază de aceleaşi condiţii de încălzire la aspiraţie în ambele cazuri, atunci rezultă că $T_A \approx T_{\alpha}$ (ipoteza este inacceptabilă numai în cazul vaporilor umezi).

Expresia (5.64) se poate scrie sub forma:

$$\eta_{iz} = \frac{\ln \pi_t}{\frac{n}{n-1} \left(\pi_t^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \cdot \frac{\pi_t^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\left(\sigma \cdot \pi_t \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} \qquad (5.64\ a)$$

care reprezintă

$$\eta_{iz} = \eta_{iz\,t} \cdot \eta_{\sigma} \qquad (5.65)$$

unde:

$$\eta_{\sigma} = \frac{\pi_t^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\left(\sigma \pi_t \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} \qquad (5.66)$$

Valoarea randamentului izotermic depinde de următorii

factori: natura gazului , raportul de comprimare, calitatea transformării după care se realizează faza de comprimare, pierderile de presiune în fazele de aspiraţie şi, mai ales, de refulare. Analiza influenţelor exercitate de factorii enumeraţi se poate face pe baza rel.(5.64) sau (5.64 a). Constatările principale sînt evidenţiate şi de fig.5.19. Rezultă:

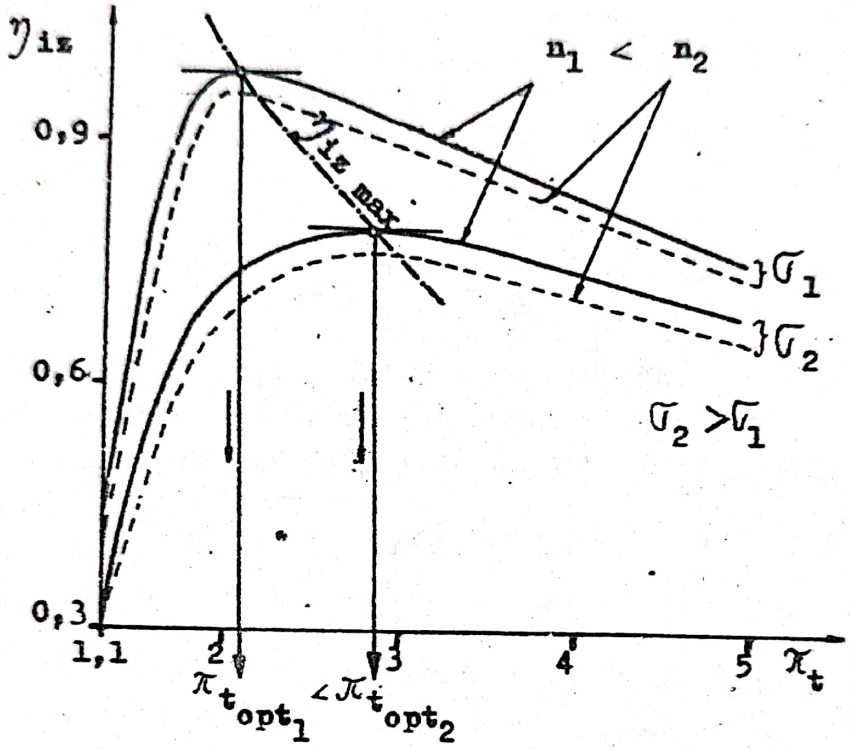


Fig.5.19

- dacă n = idem, σ = idem şi π_t se măreşte, $\eta_{iz\ t}$ scade iar η_σ creşte; ca urmare, la început, η_{iz} se măreşte, atinge o valoare maximă şi apoi se micşorează (fig.5.19);

- dacă σ = idem, iar n se măreşte (de ex., pentru $n_2 > n_1$), la aceleaşi valori ale π_t, η_{iz} este mai mic (fig.5.19);

- dacă n = idem, iar σ se măreşte (de ex., pentru $\sigma_2 > \sigma_1$), la aceleaşi valori ale π_t, η_{iz} este mai mic (fig.5.19);

In fig.5.2o se prezintă dependenţa dintre locul geometric al punctelor de randament maxim în funcţie de raportul de comprimare, pentru diferite valori ale parametrilor n şi σ .

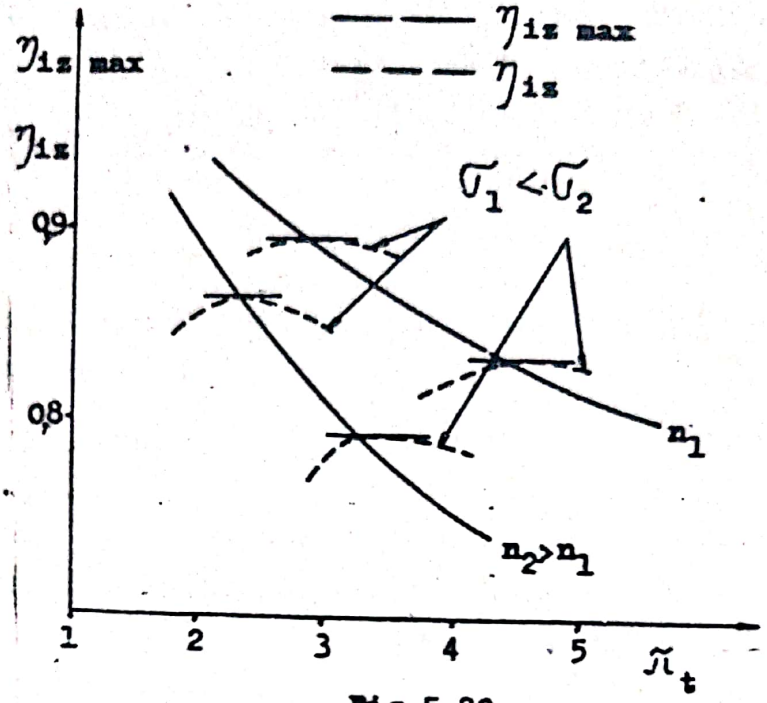


Fig.5.20

Concluzii:

a. Raportul de comprimare prezintă o valoare optimă, la care, randamentul izotermic este maxim.

b. Dacă pierderile de presiune cresc, raportul de comprimare optim se măreşte, iar randamentul izotermic se reduce (de ex., pe fig.5.19, pentru $\sigma_2 > \sigma_1$ şi $n_1 = n_2$, rezultă $\pi_{t\ opt_2} > \pi_{t\ opt_1}$, iar $\eta_{iz\ max_2} < \eta_{iz\ max_1}$).

c. Dacă exponentul politropei de comprimare se măreşte, σ fiind invariabil, $\eta_{iz\ max}$ scade şi/sau corespunde unui rapor de comprimare mai redus (fig.5.2o).

Analiza numerică a dependenţei η_{iz} (π_t) pentru valori uzuale ale parametrilor σ şi n arată următoarele:

- pentru $\sigma > 1,1$, $\pi_{t\ opt} \geq 3$ (în funcţie de n = = 1,3...1,5), iar $\eta_{iz\ max} \leq$ o,836 (cazul compresoarelor cu piston cu distribuţie prin supape);

- pentru $\sigma < 1,1$, $\pi_{t\ opt} = 3...1,5$; pe măsură ce σ scade, tinzînd spre 1, $\pi_{t\ opt}$ de asemenea, se micşorează; $\eta_{iz\ max} \geq$ o,768 (cazul compresoarelor volumice rotative cu distribuţie prin ferestre sau cu fereastră de aspiraţie şi cu supapă de refulare);

- valorile $\eta_{iz\ max}$ pentru $\pi_t = 1,5...2$ sînt mai mari

decît pentru $\pi_t > 2$ şi depăşesc uneori o,9.

Observaţie: Considerarea condiţiilor reale de compresibilitate a gazelor, la presiuni mai mari decît 8 MPa, nu influenţează sensibil variaţia randamentului izotermic.

6. COMPRIMAREA ÎN MAI MULTE TREPTE

6.1. Diagrama indicată

Condiţiile reale ale procesului de comprimare în mai multe trepte sînt evidenţiate de diagrama indicată, reprezentată pentru un compresor cu trei trepte în fig. 6.1, din care se observă:

- pierderile de presiune variabile din fazele de aspiraţie şi de refulare în cazul fiecărei trepte;
- pierderile de presiune din răcitoarele intermediare plasate după fiecare treaptă;
- schimbul de căldură dintre gazul ce se comprimă şi mediul ambiant (prin intermediul agentului de răcire).

Treapta întîia aspiră gazul aflat la presiunea p_A şi îl refulează în răcitorul intermediar, în care, presiunea este p_{I_1}. Fazele de funcţionare sînt delimitate de punctele α'_1, β'_1, γ'_1 şi δ'_1.

Treapta a doua aspiră gazul refulat de treapta întîia în răcitorul intermediar, în care presiunea este p_{I_1}, şi îl refulează în următorul răcitor intermediar, în care, presiunea este p_{I_2}. Fazele de funcţionare sînt delimitate de punctele α'_2, β'_2, γ'_2 şi δ'_2.

Treapta a treia aspiră gazul refulat de treapta a doua în răcitorul intermediar, în care presiunea este p_{I_2}, şi îl refulează spre utilizare, la presiunea p_R. Fazele de funcţionare sînt delimitate de punctele α'_3, β'_3, γ'_3 şi δ'_3.

Procesul real din fiecare treaptă, între limitele de presiune între care funcţionează treapta respectivă, se caracterizează - indiferent de nivelul treptei - prin aspectele prezentate în cap.5.

6.2. Diagrama T-s

Condiţiile reale de transformare a stării gazului în fazele succesive de comprimare şi de răcire intermediară apar şi în diagrama T-s, reprezentată în fig. 6.2, pentru acelaşi compresor cu trei trepte. Pe această diagramă se prezintă prin linii continue succesiunea fazelor de comprimare şi de răcire, la fiecare treaptă. Răcirile gazului în răcitoarele interme-

Scanned with OKEN Scanner

diare sînt delimitate de punctele γ'_1-I_1 şi respectiv, γ'_2-I_2. De asemenea, diagrama evidenţiază, prin linii întrerupte, fazele de destindere din fiecare treaptă de comprimare.

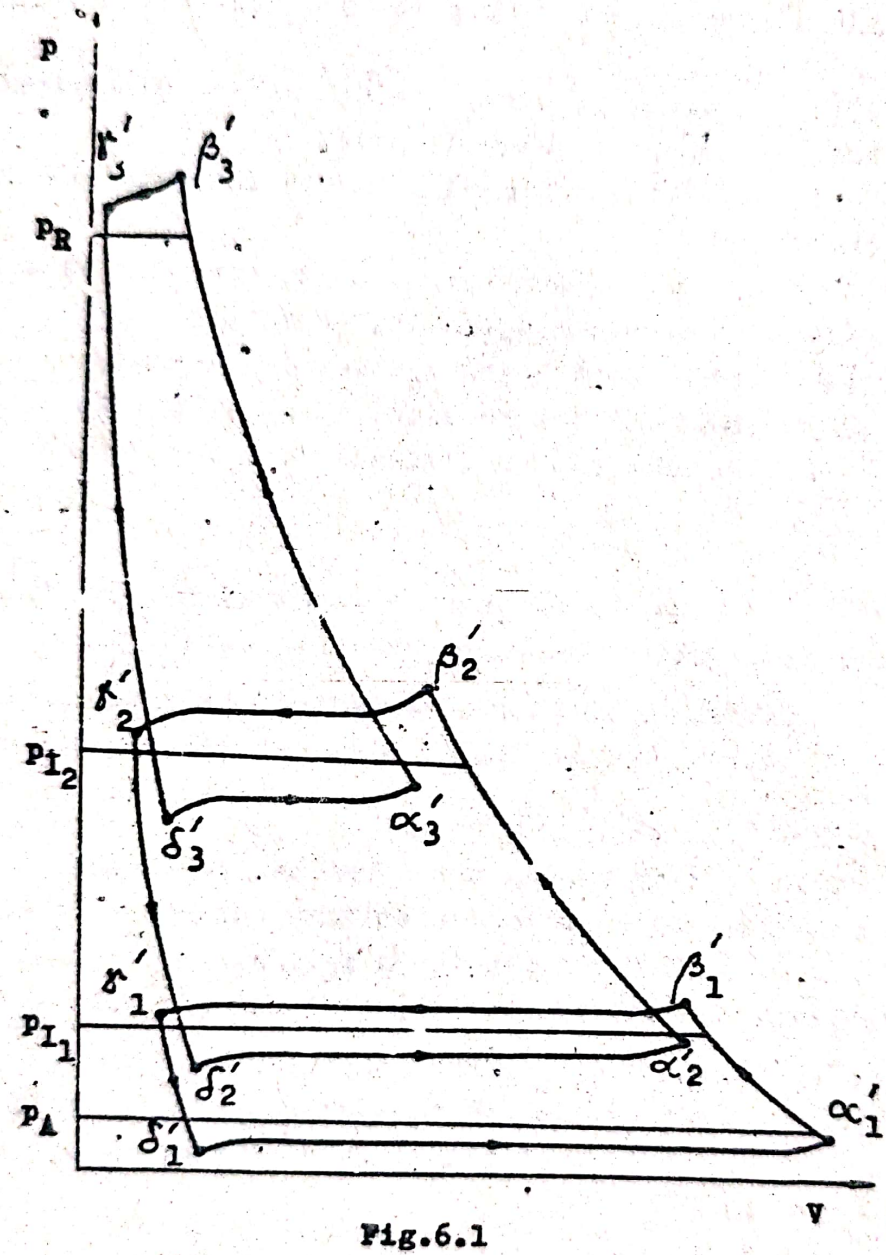


Fig.6.1

6.3. Diagrama echivalentă

Diagrama echivalentă sau convenţională a unui compresor cu trei trepte este prezentată în fig.6.3. Se menţionează că presiunea gazului în fazele de aspiraţie şi de refulare la toate treptele se consideră constantă şi egală cu valoarea medie în faza respectivă. Fazele de comprimare şi de destindere se rea-

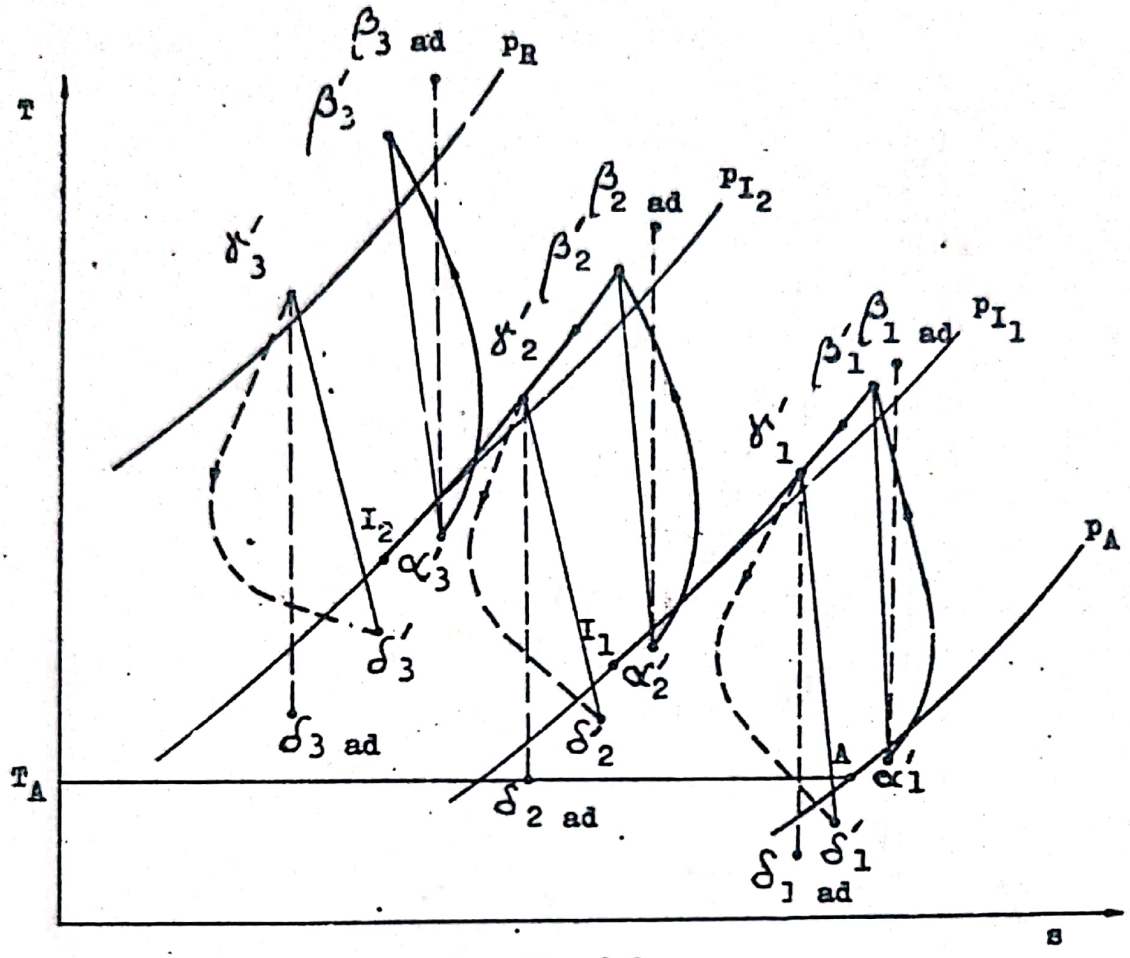


Fig.6.2

lizează după transformări politropice - echivalente între stările inițială și finală la fiecare treaptă - avînd exponenții $n_c < k$ și $n_d < k$. Pentru comparație se prezintă o izotermă și o adiabată care trec prin punctul inițial, α_1.

Se menționează că procesele din compresoarele cu piston cu mai multe trepte se pot considera că se produc în modul cel mai avantajos dacă sînt îndeplinite următoarele condiții:

- rapoartele de comprimare la toate treptele să fie egale;
- răcirile intermediare să readucă temperatura gazului la valoarea pe care o avea la aspirația în prima treaptă.

Practic, aceste condiții nu sînt satisfăcute decît parțial Astfel:

- rapoartele de comprimare ale treptelor extreme sînt ceva mai mici decît cele ale treptelor intermediare;
- răcitoarele intermediare au suprafețe de schimb de căldură limitate.

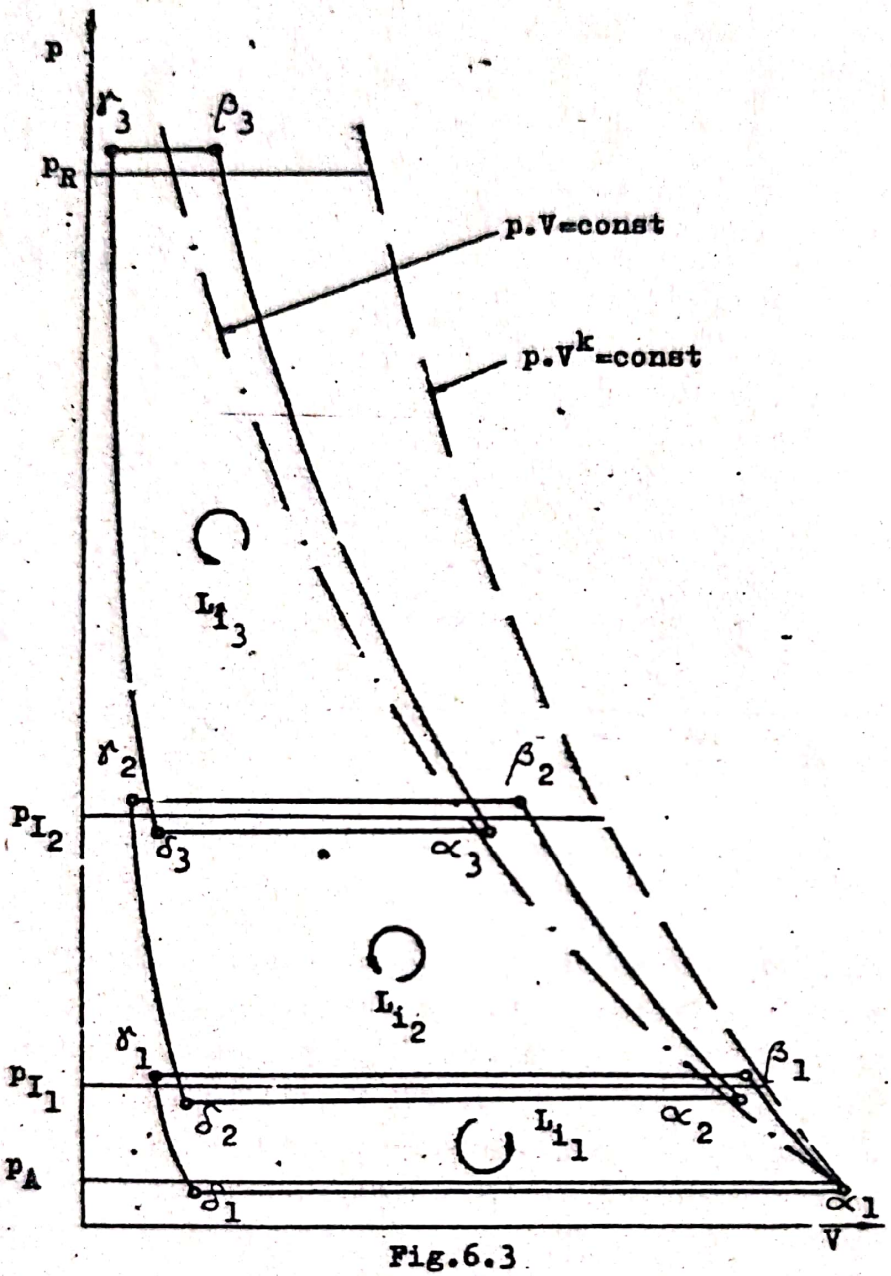


Fig.6.3

6.4. Corecţii privind compresibilitatea reală a gazelor

Prin comprimarea în mai multe trepte presiunea gazului poate să depăşească limita de 8 MPa. Or, în domeniul presiunilor înalte, comportarea gazelor reale se deosebeşte sensibil de comportarea gazului ideal. Ca urmare, expresiile parametrilor caracteristici ai treptei de comprimare comportă o serie de corecţii, care se referă în primul rînd la coeficientul de debit şi la lucrul mecanic.

6.4.1. Coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort

Se are în vedere rel.(5.32), care se scrie sub forma:

$$\lambda_1 = 1 - \varepsilon_m \left[\left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{1/n_d} - 1 \right] =$$

$$= 1 - \varepsilon_m \cdot \left(\frac{v_\delta}{v_\gamma} - 1 \right) \qquad (6.1)$$

Dar,

$$p_r \cdot v_\gamma = \mathcal{Z}_\gamma \cdot R \cdot T_\gamma \qquad \text{şi}$$

$$p_a \cdot v_\delta = \mathcal{Z}_\delta \cdot R \cdot T_\delta$$

Rezultă:

$$\frac{v_\delta}{v_\gamma} = \frac{\mathcal{Z}_\delta}{\mathcal{Z}_\gamma} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_\delta}{T_\gamma} = \frac{\mathcal{Z}_\delta}{\mathcal{Z}_\gamma} \cdot \frac{p_r}{p_a} \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{n_d - 1}{n_d}} =$$

$$= \frac{\mathcal{Z}_\delta}{\mathcal{Z}_\gamma} \cdot \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{n_d}} =$$

$$= \frac{\mathcal{Z}_\delta}{\mathcal{Z}_\gamma} \cdot \pi_i^{\frac{1}{n_d}}$$

Deci

$$\lambda_1 = 1 - \varepsilon_m \left(\frac{\mathcal{Z}_\delta}{\mathcal{Z}_\gamma} \cdot \pi_i^{\frac{1}{n_d}} - 1 \right) \qquad (6.2)$$

6.4.2. Lucrul mecanic

Se consideră că 1 kg de gaz real supus unei transformări politropice de comprimare între stările 1 şi 2 este format din $(v_1 - v_n)$ m^3/kg gaz ideal şi v_n m^3/kg fluid incompresibil.

Lucrul mecanic specific prestat gazului pentru comprimarea politropică 1-2 cu exponent n se exprimă prin relaţia:

$$\ell_{pol} = p_1 \cdot (v_1 - v_n) \cdot \frac{n-1}{n} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + (p_1 - p_2)\, v_n \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \qquad (6.3)$$

Factorii şi termenii care conţin volumul v_n necunoscut se înlocuiesc prin parametrii cunoscuţi, corectaţi prin considerarea coeficientului parţial de compresibilitate $\mathcal{Z}_r$.

Observaţii:

a. Pentru înlocuirea factorului $p_1(v_1 - v_n)$ se au în vedere ecuaţiile de stare:

$$p_N \cdot v_N = R \cdot T_N \ ;$$

$$p_1 \cdot (v_1 - v_n) = RT_1 .$$

Din raportul

$$\frac{p_N \cdot v_N}{p_1 (v_1 - v_n)} = \frac{T_N}{T_1}$$

rezultă

$$p_1 (v_1 - v_n) = \frac{p_1 \cdot v_1}{\zeta r} \cdot \frac{T_N}{T_1} \qquad (6.4)$$

b. Pentru înlocuirea termenului $(p_1 - p_2) \cdot v_n$ se au în vedere ecuaţiile de stare:

$$p_1 \cdot (v_1 - v_n) = RT_1 \qquad \text{şi}$$

$$p_2 (v_2 - v_n) = RT_2 \ ,$$

în care, se consideră $T_1 = T_2$ (aproximarea este permisă deoarece se resimte numai asupra valorii surplusului de lucru mecanic necesar pentru mărirea presiunii fracţiunii incompresibile a gazului).

Deci,

$$p_1 \cdot (v_1 - v_n) = p_2 \cdot (v_2 - v_n)$$

şi, în continuare,

$$(p_1 - p_2) \cdot v_n = p_N \cdot v_N \left[\frac{p_1 v_1}{p_1 v_N} - \frac{p_2 v_2}{p_N v_N} \right]$$

sau

$$(p_1 - p_2)\, v_n = \frac{p_1 v_1}{\zeta r_1} \left(\zeta r_1 - \zeta r_2 \right) \qquad (6.5)$$

Se introduc expresiile (6.4) şi (6.5) în rel.(6.3), care devine:

$$\ell_{pol} = \frac{p_1 v_1}{\zeta r_1} \cdot \left\{ \frac{n}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \frac{T_1}{T_N} + \zeta r_1 - \zeta r_2 \right\} \qquad (6.6)$$

sau

$$\ell_{pol} = \frac{p_1 v_1}{\zeta 1} \left\{ \frac{n}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \zeta 1 - \zeta 2 \right\} \qquad (6.7)$$

Procedînd în mod asemănător se obţin relaţiile finale corectate ale lucrului mecanic specific prestat gazului în

faza de comprimare pentru un proces izotermic:

$$\ell_{iz} = \frac{p_1 \cdot v_1}{\varphi_{r_1}} \left(\frac{T_1}{T_N} \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} + \varphi_{r_1} - \varphi_{r_2} \right) \qquad (6.8)$$

sau

$$\ell_{iz} = \frac{p_1 v_1}{\varphi_1} \left(\ln \frac{p_1}{p_2} + \varphi_1 - \varphi_2 \right) \qquad (6.9)$$

Observații: a. Relațiile (6.6),..., (6.9) pot fi particularizate la calculul oricărei trepte de comprimare, atribuind parametrilor valorile corespunzătoare:

$p_1 := p_a$;
$p_2 := p_r$;
$v_1 := v_\alpha$;
$T_1 := T_\alpha$;

- pentru ℓ_{pol}:

$\varphi_{r_1} := \varphi_{r_\alpha}$;
$\varphi_1 := \varphi_\alpha (p_a, t_\alpha)$
$\varphi_2 := \varphi_\beta (p_r, t_\beta)$

- pentru ℓ_{iz}:

$\varphi_1 := \varphi_A (p_A, t_A)$;
$\varphi_2 := \varphi_R (p_R, t_A)$.

b. Lucrul mecanic total prestat gazului în faza de comprimare se poate calcula fie înlocuind volumul specific v_1 cu volumul total al gazului la începutul comprimării, $V_1 (= V_\alpha)$, fie considerînd masa m de gaz supusă comprimării, adică $L_{pol} = m \cdot \ell_{pol}$, respectiv $L_{iz} = m \cdot \ell_{iz}$.

6.5. Raportul intern de comprimare al treptelor

Raportul intern de comprimare al treptei, π_{i_j}, este mai mare decît raportul de comprimare teoretic, π_{t_j}, al acesteia, adică

$$\pi_{i_j} = \sigma_{t_j} \cdot \pi_{t_j} = \sigma_{t_j} \cdot \sqrt[z]{\frac{p_R}{p_A}} \qquad (6.10)$$

unde σ_{t_j} este un factor supraunitar prin care se iau în considerație pierderile de presiune în fazele de aspirație și de refulare:

$$\sigma_{t_j} = \sigma_{r_j} \cdot \sigma_j \qquad (6.11)$$

Aici, σ_{r_j} reprezintă pierderile de presiune între trepte ($\sigma_{r_j} = 1,05...1,15$);

σ_j - pierderile de presiune la aspiraţie şi la refulare ale treptei.

Pierderea totală de presiune pe treaptă depinde de următorii factori: construcţia supapelor, construcţia răcitorului intermediar, viteza de curgere a gazului şi densitatea gazului. Pierderea de presiune poate fi diferită de la o treaptă la alta şi este mai mare la treptele superioare. In mod obişnuit, $\sigma_{r_j} = 0,015...1,15$.

Observaţie: La comprimarea gazelor, pentru valori uzuale ale raportului de comprimare pe treaptă, pierderile de presiune între trepte fiind de cca 10%, se poate admite $\sigma_{r_j} \cong 1,1$.

Concluzie: Rapoartele de comprimare pe treaptă, π_{+_j}, admise egale la toate treptele din considerente termodinamice, sînt în realitate relativ diferite de la o treaptă la alta, datorită pierderilor de presiune specifice nivelului treptei.

Abaterea raportului de comprimare pe treaptă de la valoarea determinată din considerente termodinamice mai poate surveni în următoarele cazuri:

- la prima treaptă, în care gazul nu este aspirat dintr-un răcitor intermediar, astfel că pierderile de presiune la aspiraţie sînt mai mici;
- la compresoarele cu pistoane diferenţiale, cînd se aplică principiul echilibrării forţelor de presiune în cele două curse aferente unui ciclu de funcţionare;
- la treptele de presiune înaltă, pentru a evita depăşirea temperaturii maxime admisibile a gazului;
- la ultima treaptă, pentru a prelua variaţiile de presiune din reţeaua de refulare (a se revedea p.4.2.5).

6.6. Randamentul izotermic

Randamentul izotermic al unui compresor cu z trepte se poate stabili pe baza diagramelor indicate ale treptelor respective, conform relaţiei:

$$\eta_{iz} = \frac{|L_{iz}|}{\sum_{j=1}^{z} |L_{ij}|} \qquad (6.12)$$

Aici:

$$L_{iz} = \lambda \cdot p_A \, V_{s_1} \cdot \ln \pi_C \qquad (6.13)$$

iar L_{i_j} reprezintă lucrul mecanic indicat al treptei j.

Dacă se utilizează diagrama echivalentă, randamentul izotermic se defineşte cu relaţia:

$$\eta_{iz} = \frac{|L_{iz}|}{\sum_{j=1}^{z} |L_{e_j}|} \qquad (6.14)$$

unde, $\sum_{j=1}^{z} |L_{e_j}|$ este lucrul mecanic echivalent, care se calculează luînd în consideraţie răcirea intermediară incompletă a gazului:

$$\sum_{j=1}^{z} L_{e_j} = \frac{\lambda \cdot p_a V_{s_1}}{\lambda_3} \left[\frac{n_1}{n_1 - 1} \left(\pi_{i_j}^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right) + \right.$$

$$\left. + \sum_{j=2}^{z} \frac{n_j}{n_j - 1} \, \frac{T\alpha_j}{T\alpha_{j-1}} \left(\pi_{i_j}^{\frac{n_j - 1}{n_j}} - 1 \right) \right] \qquad (6.15)$$

<u>Observaţie:</u> In rel.(6.13) şi (6.15) [illegible]deră compresibilitatea reală a gazelor, întrucît [illegible]ei asupra randamentului izotermic este redusă.

Randamentul izotermic al compresorului cu mai multe trepte este influenţat de procesul real de comprimare din fiecare treaptă, precum şi de procesul din răcitorul intermediar plasat înaintea treptei respective.

In fig.6.4 se prezintă dependenta dintre randamentul izotermic al compresorului, η_{iz}, şi presiunea la refulare, p_R pentru diferite numere de trepte z.

<u>Concluzie:</u> Pentru realizarea unei anumite presiuni la refulare există un număr optim de trepte, care asigură randamentul izotermic maxim al compresorului.

<u>Observaţie:</u> Zona haşurată de pe fig.6.4 arată domeniul de presiune p_R pentru care z optim = 3.

Uneori, compresoarele au z < z optim cu toate că randamentul izotermic este mai redus. In asemenea cazuri, primează avantajele oferite de o construcţie mai simplă şi un cost mai redus.

6.7. Puterea consumată

Puterea indicată rezultă din relaţia:

$$P_i = \frac{\omega}{2\pi} \sum_{j=1}^{z} \left| L_{ij} \right| \qquad (6.16)$$

Puterea necesară la arbore va fi:

$$P_a = \frac{P_i}{\eta_m} \qquad (6.17)$$

unde, η_m este randamentul mecanic al întregului compresor. In general, $\eta_m > 0{,}85$.

Puterea necesară la arbore se mai poate determina cu relaţia.

$$P_a = \frac{p_A \cdot q \cdot \ln \pi_c}{\eta_{iz} \cdot \eta_m} \qquad (6.18)$$

6.8. Aspecte funcţionale

6.8.1. Presiunile intermediare

Presiunile intermediare stabile nu se realizează imediat după pornirea compresorului. Intrarea în regim stabil de funcţionare survine abia după un interval de timp, corespunzător acumulării gazului în spaţiile dintre trepte.

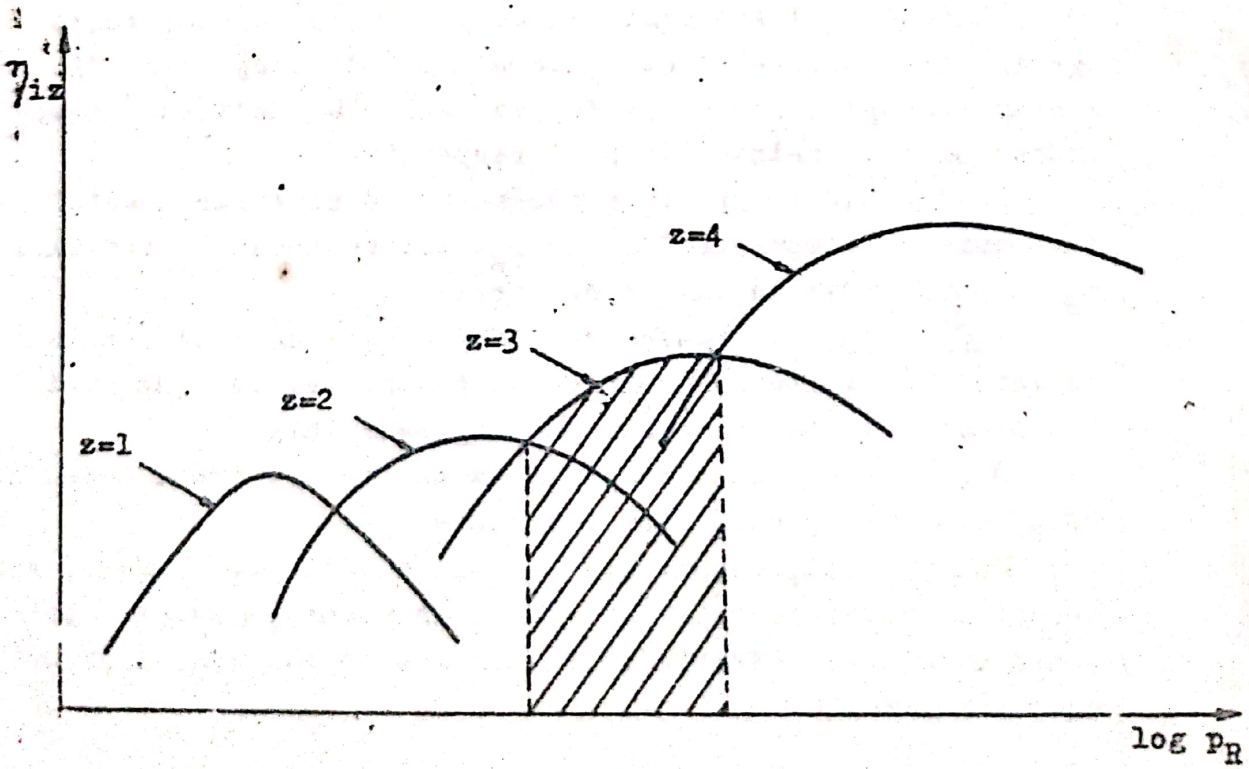


Fig.6.4

a. Presiunile intermediare la pornire:

Inainte de pornirea compresorului toate presiunile intermediare sînt egale cu presiunea atmosferică.

La prima rotaţie a arborelui treapta 1 refulează o cantitate de gaz în răcitorul intermediar, din care, o parte este aspirat în treapta 2. In timpul acestei rotaţii trepta 1 începe să refuleze gazul la presiunea atmosferică şi îl comprimă treptat pe măsură ce pistonul evoluează în cursa de refulare.

La a doua rotaţie a arborelui, în funcţie de presiunea care s-a stabilit în răcitorul intermediar, refularea din treapta 1 este precedată de o fază de comprimare.

In timpul rotaţiilor următoare se produce creşterea în continuare a presiunii şi treptat, presiunea intermediară dintre treptele 1 şi 2 atinge nivelul la care treapta 2 devine capabilă să aspire întreaga cantitate de gaz refulată de treapta 1.

Creşterea presiunii intermediare dintre celelalte trepte se produce după acelaşi mecanism.

In fig.6.5 se prezintă evoluţia în timp a presiunilor intermediare în cazul unui compresor cu patru trepte, pe măsură ce se umple rezervorul tampon.

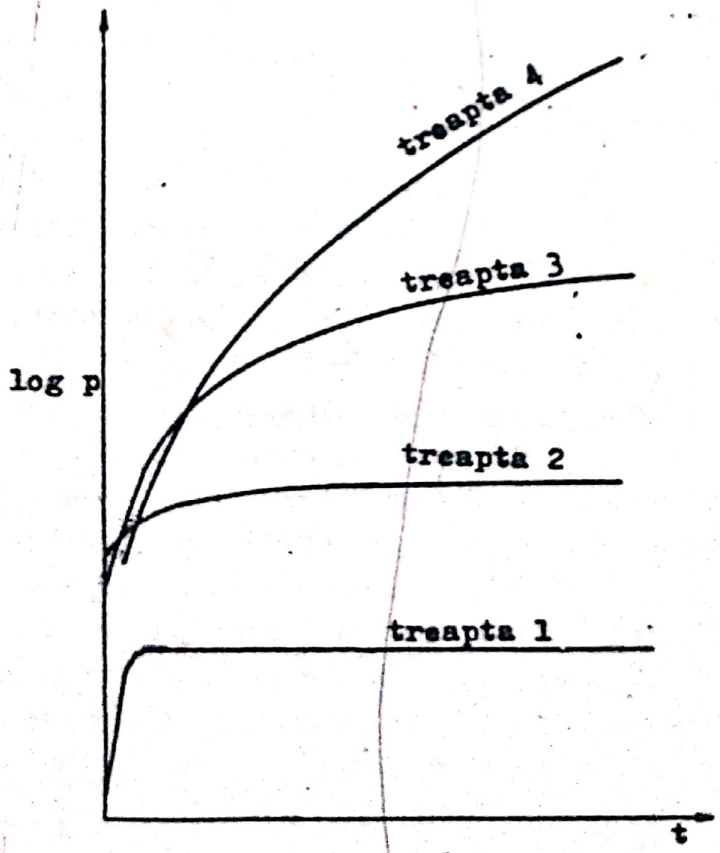


Fig.6.5

b. Presiunile intermediare în regim stabilizat

In regim de funcţionare stabil, cantitatea de gaz refulată în răcitorul intermediar din treapta precedentă este egală cu cantitatea de gaz aspirată în treapta următoare.

Dacă răcirea intermediară este completă, temperatura gazului la aspiraţie este aceeaşi în toate treptele. Realizarea presiunilor intermediare nominale implică micşorarea volumelor de gaz aspirate în trepte, în raport invers proporţional cu valorile presiunilor respective.

In realitate, cu toate că dimensiunile treptelor sînt alese în mod corespunzător, volumele de gaz aspirate în treptele compresorului nu se micşorează totdeauna direct proporţional cu mărirea presiunilor intermediare. In acest caz, abaterile sînt provocate de compresibilitatea reală a gazelor, de răcirea incompletă a gazului în răcitoarele intermediare, de valorile diferite ale coeficientului de reducere a debitului datorită încălzirii la aspiraţie, de prelevările intermediare şi de condensarea vaporilor din gaz.

c. Influenţa presiunii finale asupra presiunilor intermediare

Compresorul funcţionează uneori la o presiune p_R diferită de valoarea nominală. Teoretic, în absenţa spaţiului mort, variaţiile presiunii finale se resimt numai în ultima treaptă.

In realitate, pe măsură ce p_R creşte, raportul intern de comprimare π_{i_z} al ultimei trepte se măreşte. Datorită amplificării fazei de destindere a gazului rămas în spaţiul mort, coeficientul de debit al treptei respective scade şi ca urmare, volumul de gaz aspirat de ultima treaptă se reduce. Dar, treapta finală trebuie să aspire întreaga cantitate de gaz refulată de treapta precedentă, iar presiunea la aspiraţie creşte în raport invers proporţional cu volumul aspirat. Concomitent se măreşte presiunea la refulare şi creşte raportul de comprimare al penultimei trepte. La rîndul său, deşi în mai mică măsură, aceasta conduce la micşorarea coeficientului de debit al penultimei trepte şi la mărirea presiunii la aspiraţie în această treaptă, precum şi a presiunii la refulare în treapta precedentă. In acest fel, mărirea presiunii finale provoacă mărirea tuturor presiunilor intermediare şi invers, micşorarea presiunii finale se resimte prin reducerea presiunilor intermediare.

In concluzie, variaţia presiunii finale condiţionează o redistribuire a raporturilor interne de comprimare ale treptelor. Variaţia raportului intern de comprimare este mai pronunţată la ultima treaptă şi se reduce treptat spre prima treaptă.

Presiunea iniţială, p_A, influenţează indirect presiunile intermediare.

Dacă treptele nu ar avea spaţii moarte, presiunile intermediare ar varia direct proporţional cu presiunea iniţială. In prezenţa spaţiilor moarte, redistribuirea presiunilor de comprimare în trepte atenuează influenţa variaţiei presiunii iniţiale, care se resimte mai mult în ultimele trepte.

d. Alte cauze care provoacă variaţia presiunilor intermediare

Modificarea presiunilor intermediare se poate produce în prezenţa unor neetanşeităţi la supape sau la segmenţi. Dacă defecţiunile respective apar la treapta întîia, productivitatea compresorului scade, iar presiunile intermediare se micşorează. Dacă defecţiunile respective apar la o treaptă oarecare, volumul de gaz aspirat în treapta respectivă, de asemenea, scade. Deoarece această treaptă trebuie să aspire, totuşi, întreaga cantitate de gaz livrată de treapta precedentă, presiunea intermediară dintre cele două trepte se măreşte.

Alte cauze care conduc la modificarea presiunilor intermediare pot fi: creşterea rezistenţei traseului de aspiraţie (îmbîcsirea filtrului) şi înrăutăţirea răcirilor intermediare.

N.B.: Variaţia presiunilor intermediare în cazul cînd condiţiile la aspiraţie în treapta întîia şi la refulare din ultima treaptă sînt neschimbate, iar temperatura apei de răcire se menţine constantă reprezintă un semnal privind existenţa unor defecţiuni la compresor.

6.8.2. Răcirea incompletă a gazului în răcitoarele intermediare

Temperatura limită pînă la care gazul se răceşte în răcitorul intermediar depinde de temperatura iniţială a agentului de răcire. Răcirea incompletă este inevitabilă chiar în cazul cînd temperatura gazului la aspiraţia în prima treaptă este egală cu temperatura de intrare a agentului de răcire. Cu atît mai mult, răcirea devine mai incompletă, dacă temperatura agentului de răcire este mai mare decît temperatura gazului.

Realizarea presiunilor intermediare impuse presupune o

majorare a cilindreilor treptelor vecine unui răcitor, în aşa fel încît, să se asigure o creştere relativă a volumului de gaz aspirat, proporţională cu creşterea relativă a temperaturii absolute a gazului datorită răcirii incomplete:

$$\frac{\Delta V_a}{V_a} = \frac{\Delta T_a}{T_a} \qquad (6.19)$$

Aici, V_a şi T_a reprezintă volumul de gaz aspirat şi temperatura absolută medie a acestuia, iar ΔV_a şi respectiv, ΔT_a - creşterile corespunzătoare.

Pentru $T_a = 300^\circ K$ răcirea incompletă cu 1° implică o mărire a volumului specific al gazului cu cca 0,3% şi o creştere în aceeaşi proporţie a lucrului mecanic necesar pentru comprimare.

In cazul unui compresor cu două trepte, la care, lucrurile mecanice consumate în trepte sînt egale, răcirea incompletă a gazului în răcitorul intermediar cu 1° se resimte prin creşterea lucrului mecanic indicat cu cca o,16%.

In cazul unui compresor cu z trepte, dacă răcirile incomplete în răcitoarele intermediare sînt identice la toate treptele, pentru fiecare grad de răcire incompletă rezultă o creştere a lucrului mecanic indicat cu

$$\frac{\Delta L_i}{L_i} = \frac{1}{3} \cdot \frac{z-1}{z} \% =$$

$$= \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{z} \right) \% \qquad (6.2o)$$

Deci, consumul suplimentar de lucru mecanic datorită răcirii incomplete se măreşte odată cu numărul de trepte.

Mărirea economicităţii compresorului impune ca răcirile gazului în răcitoarele intermediare să fie cît mai complete. In mod obişnuit, temperatura finală a gazului este cu lo...15°C mai mare decît temperatura iniţială a apei de răcire, dar, uneori, această diferenţă este numai de 5°C.

Spre deosebire de compresorul cu o treaptă, la care, lucrul mecanic consumat nu depinde de temperatura gazului aspirat, în cazul compresorului cu mai multe trepte, consumul de lucru mecanic se modifică odată cu temperatura gazului aspirat şi a apei de răcire, deoarece, ambele condiţionează răcirea gazului în răcitor. Consumul de lucru mecanic nu se schimbă numai în cazul cînd temperaturile absolute ale gazului aspirat variază în mod proporţional la toate treptele compresorului.

6.8.3. Prelevarea intermediară

Uneori este necesar să fie furnizată consumatorului o parte din gazul comprimat la o presiune intermediară, cealaltă parte fiind comprimată în cantinuare, în compresor, pînă la presiunea finală. Alteori este posibilă introducerea unei cantităţi de gaz în compresor la o presiune intermediară pentru a fi comprimată în continuare. In ambele cazuri, se disting două porţiuni pe care se realizează procesul de comprimare în compresor: pînă la presiunea de prelevare sau de introducere a gazului suplimentar şi respectiv, de la aceasta pînă la presiunea finală. In mod corespunzător, pentru fiecare porţiune există un număr adecvat de trepte de comprimare. In mod obişnuit , rapoartele de comprimare ale treptelor pe cele două porţiuni nu sînt aceleaşi. Prelevarea sau introducerea gazului pe linia de comprimare se reflectă asupra cilindrilor de pe a doua parte a acesteia, ale căror dimensiuni se modifică proporţional cu productivitatea.

6.8.4. Condensarea vaporilor

In mod obişnuit, gazul aspirat în compresor este umed. Prin comprimare, presiunea parţială a vaporilor se măreşte. După răcirea ulterioară în răcitorul intermediar, gazul se suprasaturează cu vapori şi excesul de umiditate se condensează. Treptat, pe măsură ce gazul evoluează prin treptele şi răcitoarele intermediare următoare, umiditatea se separă complet din gaz. Ca urmare, cilindreile tuturor treptelor, începînd cu treapta 2, trebuie micşorate în mod corespunzător. De fapt, începînd cu treapta 3, umiditatea gazului scade atît de mult, încît, el poate fi considerat complet uscat.

Condiţia de condensare a vaporilor după treapta 1 este exprimată prin:

$$\varphi_1 \cdot p_{s_1} \cdot \Pi i_1 > p_{s_2} \qquad (6.21)$$

unde:

φ_1 este umiditatea relativă a gazului la intrarea în compresor,

p_{S_1}, p_{S_2} - presiunile vaporilor saturaţi la temperaturile de aspiraţie în treapta 1 şi în treapta 2.

Condensarea vaporilor înaintea treptei 2 nu se produce dacă temperatura de aspiraţie în treapta 1 este mult mai mică decît în treapta 2 sau dacă umiditatea relativă φ_1 este redusă. In acest caz, condensarea vaporilor înaintea treptei 3 se produce în condiţia:

$$\varphi_1 \cdot p_{S_1} \cdot \pi_{i_1} \cdot \pi_{i_2} > p_{S_3} \qquad (6.23)$$

p_{S_3} fiind presiunea vaporilor saturaţi la temperatura de aspiraţie în treapta 3.

Factorul prin care se determină micşorarea volumului gazului datorită condensării vaporilor în condiţiile de aspiraţie în treapta j rezultă din relaţia:

$$\lambda_{5_j} = \frac{p_{a_1} - \varphi_1 \cdot p_{S_1}}{p_{a_j} - p_{S_j}} \cdot \frac{p_{a_j}}{p_{a_1}} \qquad (6.24)$$

La presiuni mai mari decît 1 MPa umiditatea gazului devine atît de mică, încît la celelalte trepte poate fi neglijată.

7. CURBELE CARACTERISTICE

7.1. Caracteristicile de presiune

Dependenţa caracteristicilor principale ale compresorului în funcţie de raportul de comprimare (sau de presiune finală), la turaţie constantă, se prezintă grafic în fig.7.1, în care se disting:

$$\begin{aligned} q &= f_1(\pi_c)_\omega = \text{const}; \\ \lambda &= f_2(\pi_c)_\omega = \text{const}; \\ \eta_{iz-a} &= f_3(\pi_c)_\omega = \text{const}; \\ \eta_{ad-a} &= f_4(\pi_c)_\omega = \text{const}; \\ P_a &= f_5(\pi_c)_\omega = \text{const}. \end{aligned} \qquad (7.1)$$

Analiza caracteristicilor compresorului la viteză unghiulară constantă conduce la următoarele concluzii:

a. Productivitatea q şi coeficientul de debit λ se micşorează odată cu mărirea raportului de comprimare π_c, deoarece scad coeficienţii λ_1, λ_3 şi λ_4.

b. Puterea la arbore P_a prezintă un maxim la un anumit raport de comprimare π_c.

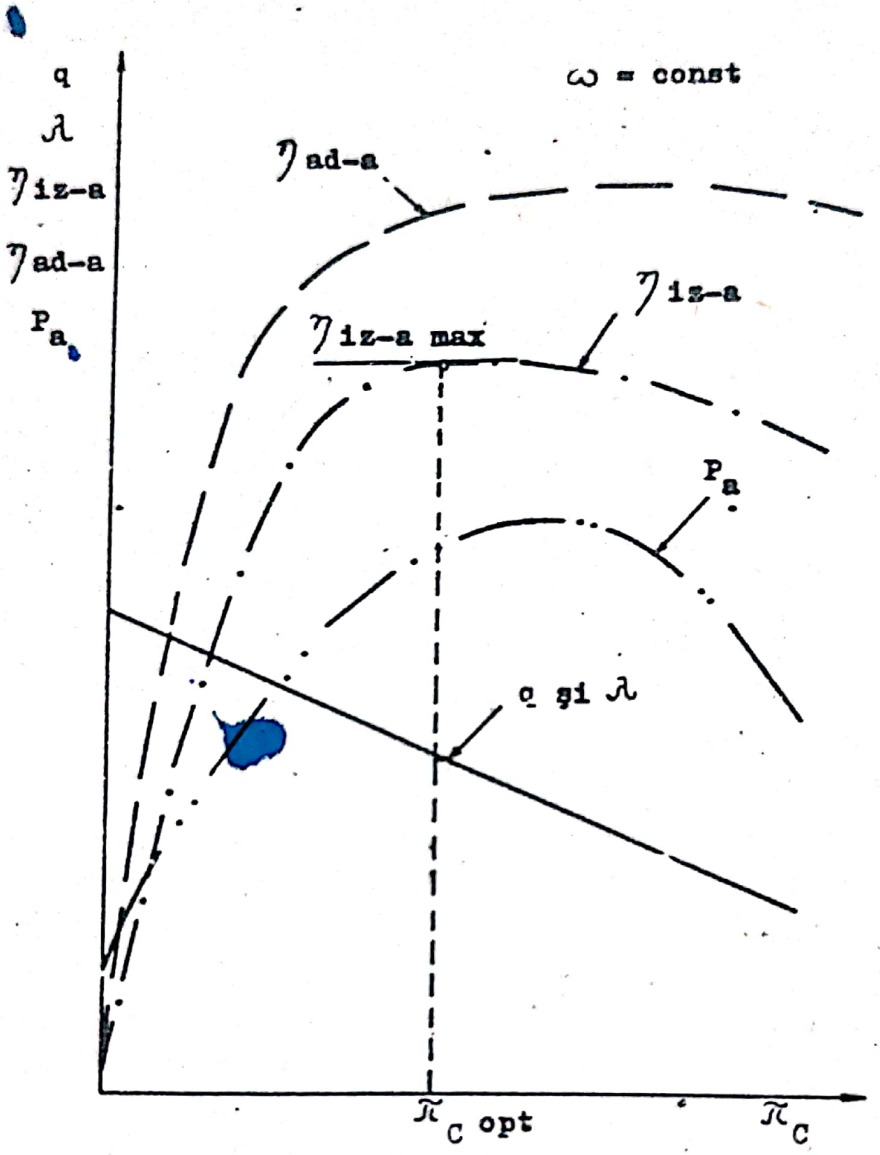


Fig.7.1

c. Pentru acelaşi compresor şi în aceleaşi condiţii, randamentul izotermic la arbore, η_{iz-a}, este mai mic decît randamentul adiabatic la arbore, η_{ad-a}.

Pentru $\pi_C = 1$, $\eta_{iz-a} = \eta_{ad-a} = 0$.

Pe măsură ce π_C se măreşte, randamentele cresc şi ating valori maxime ($\eta_{iz-a\ max}$ şi respectiv, $\eta_{ad-a\ max}$), care, pentru compresoare diferite corespund unor valori diferite ale raportului de comprimare (de obicei, în limitele $\pi_C \approx 3...6$). Prin mărirea în continuare a lui π_C randamentele menţionate scad.

Alura de variaţie a η_{iz-a} în funcţie de π_C rezultă

din relaţia:

$$\eta_{iz-a} = \frac{P_{iz}}{P_i + P_m} \qquad (7.2)$$

scrisă sub forma:

$$\eta_{iz-a} = \frac{1}{\frac{P_i}{P_{iz}} + \frac{P_m}{P_{iz}}} \qquad (7.2\ a)$$

Dacă π_C este mic, $P_m \gg 0$, iar η_{iz-a} este redus.

Pe măsură ce π_C creşte, P_i şi P_{iz} cresc, dar $\Delta P_i / \Delta \pi_C > \Delta P_{iz} / \Delta \pi_C$, deoarece $n > 1$. Ca urmare, P_i / P_{iz} se măreşte, iar P_m / P_{iz} se micşorează (în primă aproximaţie, $P_m \approx$ const.). Pînă la o anumită valoare a lui $\pi_C = \pi_C$ optim suma ambilor termeni de la numitorul rel.(7.2 a) se micşorează iar η_{iz-a} creşte.

Pentru $\pi_C = \pi_C$ optim se obţine $\eta_{iz-a} = \eta_{iz-a}$ maximum.

Prin creşterea în continuare a lui π_C, P_i se măreşte atît de mult, încît, cel de al doilea termen de la numitorul rel. (7.2 a) devine mai mic decît primul, iar suma ambilor termeni începe să se mărească astfel că η_{iz-a} scade.

Observaţie: Cu cît puterea P_m este mai mare cu atît π_C optim la care se atinge η_{iz-a} maximum este mai ridicat, iar curba $\eta_{iz-a} = f_3(\pi_C)_{\omega = \text{const}}$ este mai plată. Dacă puterea P_m este mai redusă, curba $\eta_{iz-a}(\pi_C)$ va avea o pantă mai mare, iar η_{iz-a} maximum se obţine la valori π_C optim mai mici.

Alura curbei $\eta_{ad-a} = f_4(\pi_C)_{\omega = \text{const}}$ este asemănătoare.

c. Funcţionarea compresorului cu piston la rapoarte mici de comprimare este neeconomică (η_{iz-a} şi η_{ad-a} sînt reduse).

e. Compresorul cu piston funcţionează cel mai economic numai într-un domeniu relativ îngust de valori ale raportului de comprimare. Prin urmare, compresoarele trebuie să fie alese astfel încît să funcţioneze la sarcină plină şi cu randament maxim.

7.2. Caracteristicile în funcţie de viteză (turaţie)

Caracteristicile de viteză redau dependenţa mărimilor prin-

cipale ale compresorului în funcţie de turaţie, în cazul menţinerii constante a presiunii la refulare. Se disting:

$$\left.\begin{aligned} q &= \phi_1(\omega)_{p_R} = \text{const};\\ \lambda &= \phi_2(\omega)_{p_R} = \text{const};\\ \eta_{iz-a} &= \phi_3(\omega)_{p_R} = \text{const};\\ P_a &= \phi_4(\omega)_{p_R} = \text{const}. \end{aligned}\right\} \qquad (7.3)$$

In fig.7.2 se prezintă grafic caracteristicile de turaţie asupra cărora se pot face următoarele observaţii:

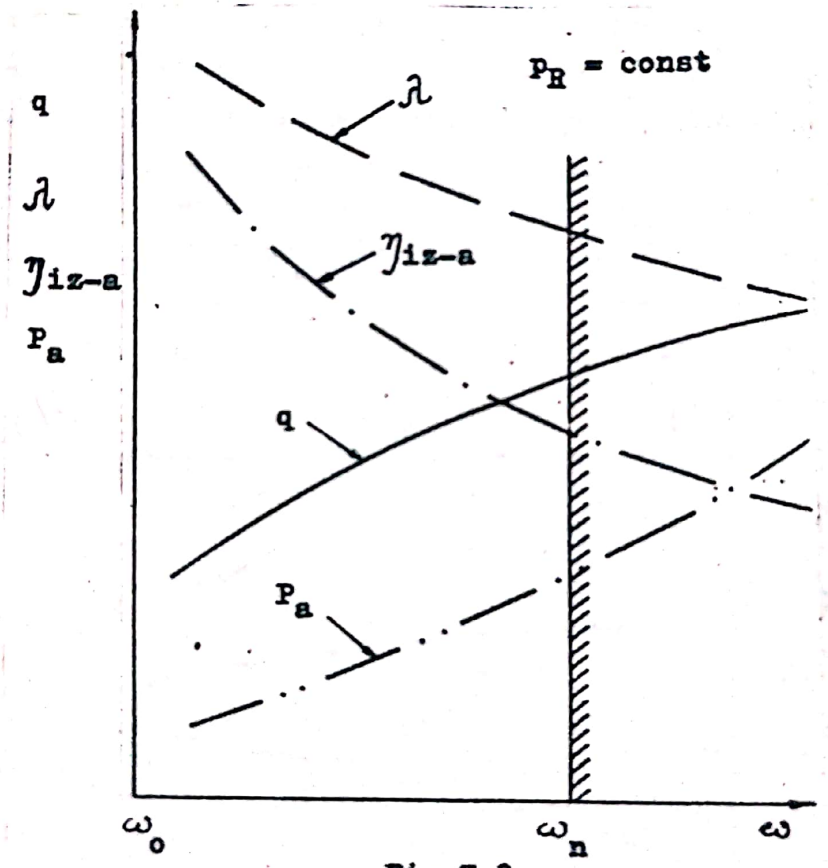


Fig.7.2

- productivitatea, q, creşte odată cu turaţia; productivitatea minimă se obţine la $\omega = \omega_o$, iar productivitatea nominală corespunde la $\omega = \omega_n$;
- coeficientul de debit, λ , se micşorează odată cu turaţia deoarece cresc concomitent pierderile gazodinamice la aspiraţie şi la refulare; aceste pierderi au un efect preponderent privind reducerea gradului de utilizare a cilindreei compresorului;
- randamentul izotermic la arbore, η_{iz-a} , se micşorează

odată cu mărirea turaţiei din mai multe motive, dintre care, se menţionează în primul rînd, creşterea pierderilor termice, gazodinamice şi mecanice (Observaţie: eficacitatea răcirii gazului din cilindru scade cînd turaţia creşte şi ca urmare, politropa de comprimare se îndepărtează mai mult de izotermă); la viteze unghiulare $\omega > \omega_\eta$ randamentul η_{iz-a} coboară la valori neeconomice;

- puterea la arbore, P_a, creşte odată cu turaţia, atît datorită măririi productivităţii, q, cît şi datorită micşorării randamentului η_{iz-a}.

7.3. Caracteristicile compresorului de aer cu două trepte

a. Caracteristica de contrapresiune, (fig.7.3).

Turaţia fiind constantă, debitul teoretic q_{V_t} este invariabil, în timp ce coeficientul de debit λ şi productivitatea q se micşorează odată cu creşterea presiunii la refulare p_R. Aceasta se explică prin diminuarea coeficienţilor de reducere a debitului datorită spaţiului mort şi încălzirii gazului la aspiraţie.

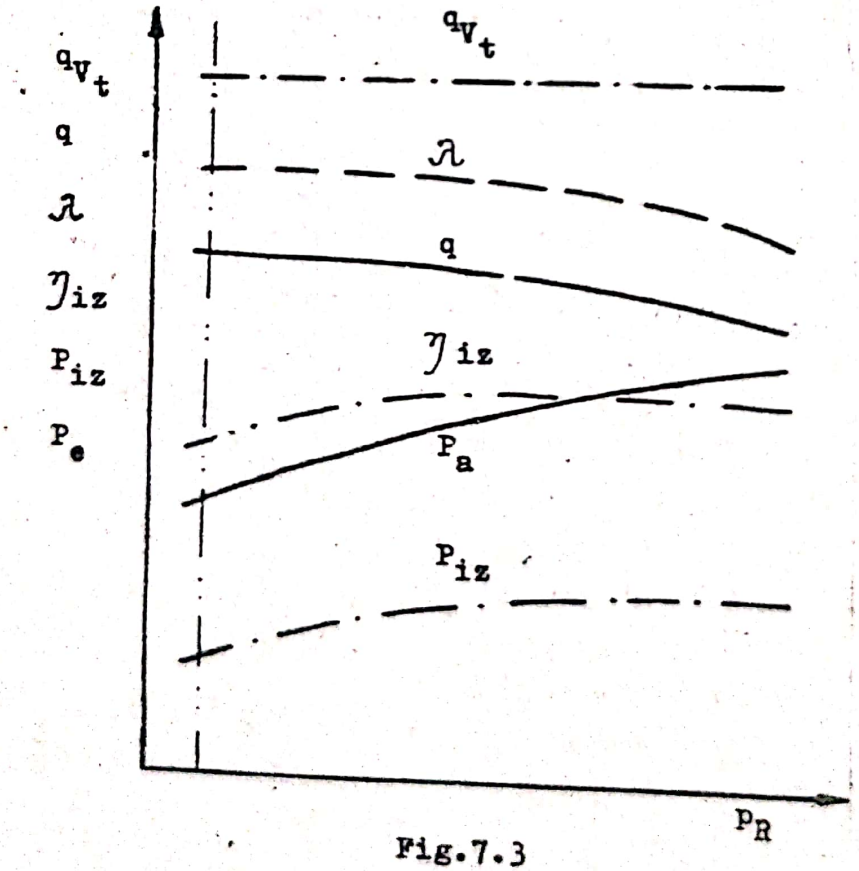


Fig.7.3

Refularea încetează la o contrapresiune la care forţele care solicită compresorul devin inadmisibile. De aceea, pentru protecţia compresorului se plasează pe conducta de refulare o supapă de siguranţă.

Puterea izotermă P_{iz} creşte odată cu contrapresiunea p_R dar creşterea ei este mai lină, deoarece, pe de o parte, se măreşte raportul de comprimare π_C, iar, pe de altă parte, scade productivitatea q.

Puterea la arbore P_a creşte mai pronunţat deoarece se majorează atît consumul de energie pentru comprimarea propriu-zisă, cît şi pierderile mecanice. La mers în gol, cînd prin reglare ambele trepte sînt puse la presiunea de aspiraţie ($p_R \cong p_I \cong p_A$), $P_{iz} = 0$ şi $P_a = P_\ell + P_m$, P_ℓ fiind puterea consumată prin laminarea gazului la curgerea prin supape.

b. <u>Caracteristica de viteză (turaţie)</u> (fig.7.4)

Debitul teoretic q_{Vt} creşte liniar cu turaţia.

Productivitatea q se măreşte mai puţin, deoarece coeficientul de debit λ scade, datorită majorării pierderilor prin laminare şi prin încălzire.

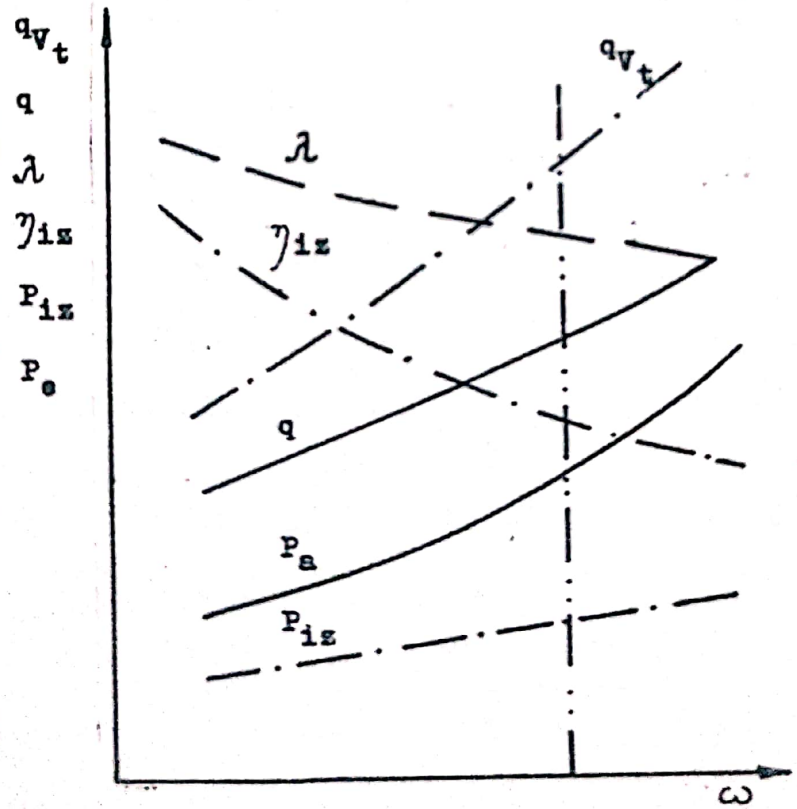


Fig.7.4

Puterea izotermă P_{iz}, creşte aproximativ liniar, deoarece coeficientul de debit scade.

Puterea la arbore P_a creşte mai pronunţat datorită măririi pierderilor prin încălzire şi prin frecare.

Randamentul izotermic, η_{iz}, ca urmare a celor de mai sus, scade odată cu mărirea turaţiei.

Se apreciază că productivitatea q şi puterea la arbore P_a variază aproximativ liniar cu turaţia.

c. Raportul de comprimare (fig.7.5)

Se consideră p_A = 1 bar. Raportul total de comprimare π_C creşte liniar cu contrapresiunea p_R.

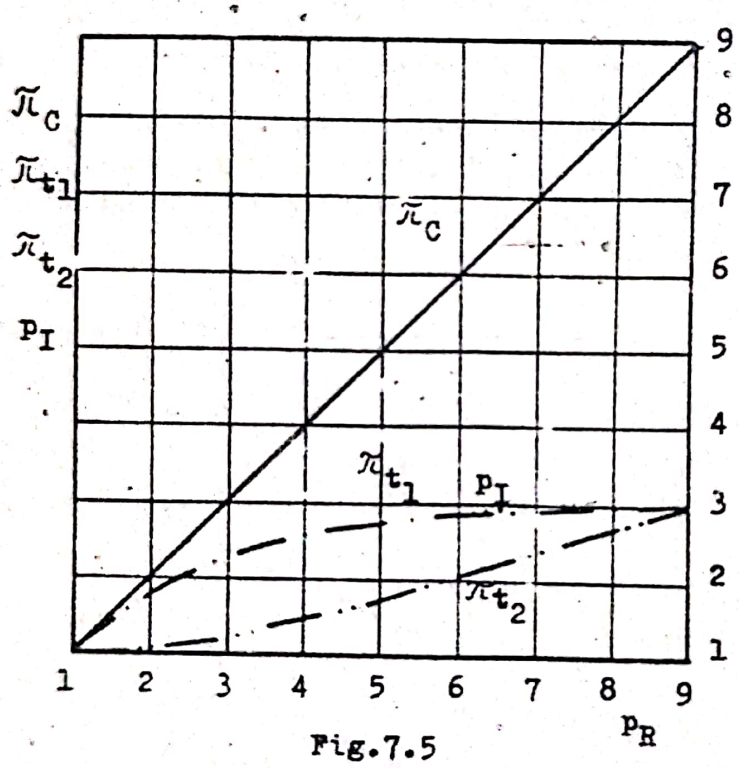


Fig.7.5

Iniţial, presiunea din răcitorul intermediar, p_I, şi raportul de comprimare al treptei 1, π_{t_1}, cresc mai rapid; în final, creşterea lor devine foarte lentă.

Raportul de comprimare al treptei 2, π_{t_2}, creşte la început mai lent, apoi din ce în ce mai rapid.

La regimul nominal, raoartele de comprimare ale celor două trepte devin egale ($\pi_{t_1} = \pi_{t_2} = \sqrt{\pi_C}$).

Dacă se reduce puţin contrapresiunea p_R, raportul π_{t_1} rămîne aproape constant, în timp ce raportul π_{t_2} sc

sensibil. Prin urmare, ultima treaptă preia în cea mai mare măsură modificările contrapresiunii la refulare.

8. DIMENSIONAREA COMPRESOARELOR CU PISTON

8.1. Determinarea parametrilor principali ai compresorului cu o treaptă

8.1.1. Principiul de calcul

Proiectarea treptei de comprimare are la bază stabilirea mărimilor principale ale acesteia în concordanţă cu productivitatea impusă, q. Aceste mărimi sînt turaţia, suprafaţa activă a pistonului şi cursa acestuia.

Relaţia de legătură dintre turaţie şi dimensiunile principale ale cilindrului se bazează pe definiţia coeficientului de debit sub forma:

$$\lambda = \frac{q}{\frac{\omega}{2\pi} \cdot N \cdot \tau \cdot V_s} \qquad (8.1)$$

în care N este numărul de cilindri şi τ - numărul de feţe active ale pistonului. Rezultă:

$$N \cdot \tau \cdot V_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot q}{\lambda \omega} \qquad (8.2)$$

Avînd în vedere că viteza medie a pistonului este

$$w_{p\ med} = \frac{s\,\omega}{\pi} \qquad (8.3)$$

rel. (8.2) devine:

$$N\ \tau\ A_p = \frac{2\ q}{\lambda\ w_{p\ med}} \qquad (8.4)$$

unde A_p este aria suprafeţei active a pistonului.

De fapt, în rel.(8.4) se cunoaşte numai productivitatea, q. Aria suprafeţei active a pistonului se poate calcula numai după alegerea valorilor N, τ, λ şi $w_{p\ med}$, avînd în vedere o serie de considerente constructive şi funcţionale.

Numărul N de cilindri şi numărul τ de feţe active ale pistonului se aleg în funcţie de soluţia constructivă preconizată şi de destinaţia compresorului.

Coeficientul de debit se estimează prin calcul sau se alege pe baza informaţiilor experimentale (λ = o,7...o,85).

Viteza medie a pistonului $w_{p\ med}$ trebuie să se încadreze între două limite: o limită inferioară, sub care alezajul

cilindrului devine prea mare, şi o limită superioară, peste care, se înrăutăţesc condiţiile de ungere a suprafeţei interioare a cilindrului. In funcţie de soluţia constructivă, proporţiile compresorului, felul răcirii şi agentul de lucru, $w_{p\ med} = 2...8$ m/s.

Valorile s ω şi $w_{p\ med}$ sînt limitate şi de forţele de inerţie ale maselor în mişcare de translaţie, care pot produce vibraţii şi trepidaţii importante. Aceste forţe perturbatoare se apreciază prin intermediul factorului de inerţie, definit ca un multiplu al acceleraţiei maxime a pistonului:

$$K_i = s \cdot \omega^2 \qquad (8.5)$$

In general, produsul $s^{1,5} \cdot \omega^2 = 160...700$ m/s^2, valoarea lui depinzînd de: tipul compresorului, productivitatea lui şi turaţia arborelui motor. La viteze mari, valorile produsului respectiv se aleg spre limita inferioară.

Din relaţiile (8.3) şi (8.5), în care se cunosc valorile $w_{p\ med}$ şi K_i (adoptate), rezultă cursa pistonului s şi viteza unghiulară a arborului motor ω.

Se menţionează că forţele de inerţie depind nu numai de cursa pistonului s ci şi de masele în mişcare alternativă. Aceste mase depind la rîndul lor de diametrul pistonului D. De aceea, forţele perturbatoare se pot limita şi prin impunerea unei relaţii între cursă şi alezaj:

$$\Psi = \frac{s}{D} \qquad (8.6)$$

La o valoare dată pentru $w_{p\ med}$, Ψ este o funcţie de s şi ω.

In general, $\Psi = 0,4...1,0$; valorile mai mici ale lui Ψ conduc la viteze medii ale pistonului în limitele admisibile, chiar la turaţii mari, şi asigură spaţiile corespunzătoare pentru plasarea supapelor. Deci, compresoarele cu cursă mai scurtă pot funcţiona la turaţii mai mari.

8.1.2. Modelul de calcul

A. Date iniţiale: natura gazului; productivitatea, q; presiunea, p_A şi temperatura, t_A la aspiraţie; presiunea la refulare, p_R; destinaţia compresorului.

B. Mărimile caracteristice şi dimensiunile principale

a. Raportul de comprimare:

$$\pi_c = \frac{p_R}{p_A} \qquad (8.7)$$

b. Pierderile relative medii de presiune la aspiraţie, δp_a şi la refulare, δp_r:

$$\delta p_a = \frac{p_A - p_{a\ med}}{p_A} \qquad (8.8)$$

$$\delta p_r = \frac{p_{r\ med} - p_R}{p_R} \qquad (8.9)$$

Valori uzuale pentru:

- gaze,

$$\delta p_{a,r} = 0{,}01 \ldots 0{,}07;$$

- vapori de amoniac,

$$\delta p_a = 0{,}03 \ldots 0{,}05;$$

$$\delta p_r = 0{,}05 \ldots 0{,}07;$$

- vapori de freon,

$$\delta p_a = 0{,}05 \ldots 0{,}10;$$

$$\delta p_r = 0{,}10 \ldots 0{,}15.$$

Obs.: La presiuni mai mici, pierderile relative de presiune sînt mai mari.

c. Presiunile medii din cilindru în fazele de aspiraţie, $p_{a\ med}$, şi de refulare, $p_{r\ med}$:

$$p_{a\ med} = (1 - \delta p_a)\, p_A \qquad (8.10)$$

$$p_{r\ med} = (1 + \delta p_r)\, p_R \qquad (8.11)$$

d. Raportul intern de comprimare, π_i:

$$\pi_i = \frac{1 + \delta p_r}{1 - \delta p_a}\, \pi_C \qquad (8.12)$$

e. Mărimea relativă a spaţiului mort, ε_m (valori uzuale):

$$\varepsilon_m = 0{,}03 \ldots 0{,}08$$

f. Exponenţii politropelor echivalente fazelor de comprimare, n_c şi de destindere, n_d:

$n_c = (0{,}92 \ldots 0{,}98)\, k$ - pentru $\pi_i = 3 \ldots 6$ şi răcire cu apă;

$$n_d \approx (0{,}94 \ldots 0{,}98)\, n_c$$

sau

$$n_d = 1 + (0{,}5 \ldots 1{,}0)(k-1) \text{ - pentru } p_R \geq 0{,}15 \ldots 3{,}00 \text{ MPa}$$

Obs.: $n_d < n_c$

g. Coeficientul parţial de compresibilitate a gazului, $\mathcal{Z}_r$:

- pentru aer la p = 2o...1oo MPa şi t = 15...2oo°C,

$$\mathcal{Z}_r = o,767 + (1,191.p + o,432.t).1o^{-2} \qquad (8.13)$$

h. Coeficientul de compresibilitate reală a gazului, $\mathcal{Z}$:

$$\mathcal{Z} = \frac{273}{T}\,\mathcal{Z}_r \qquad (8.14)$$

i. Coeficientul general de debit, λ :

- coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort,

$$\lambda_1 = 1 - \varepsilon_m \cdot \left(\frac{\mathcal{Z}_\delta}{\mathcal{Z}_\gamma}\,\pi_i^{1/n_d} - 1 \right) \qquad (8.15)$$

unde:

$$\mathcal{Z}_\delta = f(p_{a\ med},\ t_\delta)$$

$$\mathcal{Z}_\gamma = f(p_{r\ med},\ t_\gamma)$$

Temperaturile T_γ şi T_δ se determină cu relaţiile:

$$T_\gamma \approx T_\alpha \cdot \pi_i^{\frac{n_c-1}{n_c}} \qquad (8.16)$$

$$T_\delta \approx \frac{T_\gamma}{\pi_i^{\frac{n_d-1}{n_d}}}$$

în care,

$$T_\alpha = \left[1-(o,ol...o,o25)\ (\pi_i - 1)\right] T_A \qquad (8.18)$$

pentru $\pi_i < 5$ şi răcire eficace a cilindrului,

- coeficientul de reducere a debitului datorită laminării gazului la aspiraţie, λ_2:

$$\lambda_2 = \frac{p_{a\ med}}{p_A} \qquad (8.19)$$

sau

$$\lambda_2 \approx 1-(o,8...o,9).\ \delta p_a \qquad (8.2o)$$

pentru $\varepsilon_m = o,o5...o,1o$, $n_c = 1,5$ (gaze biatomice) şi $\lambda_1 = o,8...o,9$.

- coeficientul de încălzire, λ_3:

$$\lambda_3 = 1-(o,ol...o,o25)\ (\pi_i - 1) \qquad (8.21)$$

pentru $\pi_i < 5$ şi răcire eficace.

- coeficientul de reducere a debitului datorită pierderilor prin neetanşeităţi, λ_4:

$$\lambda_4 = 1 - A. \frac{\sqrt{\pi_i^2 - 1}}{\omega . D} \qquad (8.22)$$

Aici, A este un coeficient dependent de particularităţile constructive; conform unor încercări de laborator, $A \approx o,o43 \left[m^3/(m^2.s) \right]$.

Obs.: In primă aproximaţie, alezajul D se adoptă.

In mod obişnuit, $\lambda_4 = o,99...1,oo$.

- coeficientul de pierderi datorită umidităţii, λ_5:

$$\lambda_5 = \frac{1}{1 + x} \qquad (8.23)$$

- coeficientul general de debit, λ :

$$\lambda = \lambda_1 . \lambda_2 . \lambda_3 . \lambda_4 . \lambda_5 \qquad (8.24)$$

Valori uzuale: $\lambda = o,6...o,9$.

j. Viteza medie a pistonului, $w_{p\ med}$, factorul de inerţie, K_i şi raportul s/D se adoptă în limitele:

$$w_{p\ med} = 3...8 \ m/s;$$

$$s^{1,5} . \omega^2 = 16o...7oo \quad \left[m/s^2 \right] ;$$

$$\Psi = \frac{s}{D} = o,5...1,o.$$

Obs.: $K_i \doteq s\omega^2$ se determină pe baza produsului $s^{1,5} . \omega^2$, dacă, în primă aproximaţie, se alege s sau ω .

k. Produsul N. $\mathcal{E}$ se alege din considerente constructive.

l. Alezajul cilindrului, D, se poate determina prin două metode:

- metoda bazată pe calcularea prealabilă a cursei, s, din sistemul de ecuaţii:

$$w_{p\ med} = \frac{s\omega}{\pi} \qquad (8.25)$$

$$K_i = s\omega^2 \qquad (8.26)$$

din care rezultă s şi ω .

Obs.: ω se poate alege în funcţie de motorul de antrenare şi modul de cuplare cu compresorul.

Rezultă:

$$D = \sqrt{\frac{8\,q}{N \cdot \mathcal{C} \cdot \lambda \cdot s \cdot \omega}} \qquad (8.27)$$

sau

$$D = \sqrt{8\,q/(\pi \cdot N \cdot \mathcal{C} \cdot \lambda \cdot w_{p\,med})} \qquad (8.27\,a)$$

- metoda bazată pe alegerea raportului cursă-alezaj, Ψ :

$$D = \sqrt[3]{\frac{8\,q}{\pi \cdot N \cdot \mathcal{C} \cdot \lambda \cdot \Psi \cdot w_{p\,med}}} \qquad (8.28)$$

m. Cilindreea unitară:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4}\, s \qquad (8.29)$$

pentru $\mathcal{C} = 1$ şi

$$V_s' = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\, s \qquad (8.30)$$

pentru $\mathcal{C} = 2$, dar trebuie adoptat diametrul d al tijei.

Cilindreea totală:

$$V_t = \sum_{i=1}^{N} (V_s + V_s')_i \qquad (8.31)$$

Valori uzuale pentru $\frac{d}{D}$: o,12...o,15.

n. Turaţia arborelui motor, n_o, se determină în funcţie de ω sau se alege din considerente constructive.

N.B.: Orice modificare a vitezei inghiulare implică verificarea factorilor cinematici $w_{p\,med}$ şi K_i.

C. Trasarea diagramei echivalente

a. Faza de aspiraţie, $\delta - \alpha$:

$$p_\delta = p_{a\,med} = p_\alpha \qquad (8.32)$$

$$V_\delta = V_m\, \pi_i^{1/n_d} = \varepsilon_m V_m\, \pi_i^{1/n_d} \qquad (8.33)$$

$$V_\alpha = V_s (1 + \varepsilon_m) \qquad (8.34)$$

b. Faza de comprimare, $\alpha - \beta$:

$$p = p_\alpha \left(\frac{V_\alpha}{V}\right)^{n_c} \qquad (8.35)$$

$$p \le p_\beta = \pi_i \cdot p_\alpha \qquad (8.36)$$

sau

$$V = V_\alpha \left(\frac{p_\alpha}{p}\right)^{1/n_c} \qquad (8.37)$$

Aici,

$$V \geqslant V_\beta = V_\alpha \frac{1}{\pi_i^{1/n_c}} \qquad (8.38)$$

c. Faza de refulare, $\beta - \gamma$:

$$p_\beta = p = p_\gamma \tag{8.39}$$

$$V_\gamma = V_m = \epsilon_m \cdot V_s \tag{8.40}$$

d. Faza de destindere, $\gamma - \delta$:

$$p = p_\gamma \left(\frac{V_\gamma}{V} \right)^{n_d} \tag{8.41}$$

$$p \geq p_\delta = p_{a\ med} \tag{8.42}$$

sau

$$V = V_\gamma \left(\frac{p_\gamma}{p} \right)^{1/n_d} \tag{8.43}$$

$$V \leq V_\delta = V_\gamma \, \tau_i^{1/n_d} \tag{8.44}$$

e. Se trasează la scară diagrama echivalentă în coordonate p-V, alegînd scările pentru:

- presiune, S_p [Pa/mm] şi
- volum, S_V [m^3/mm] .

Obs.: Diagrama echivalentă pentru un cilindru reprezintă la o altă scară diagrama echivalentă pentru întreaga cilindree:

$$S_{V_t} = \frac{V_t}{V_s} S_V \quad [m^3/mm] \tag{8.45}$$

D. Temperatura gazului comprimat

Temperatura gazului la sfîrşitul comprimării prezintă interes pentru alegerea procedeelor de ungere şi de răcire a cilindrilor, precum şi pentru eventuala limitare a raportului de comprimare pe treaptă. Ea se calculează cu relaţia:

$$T_\beta = \tau_i^{\frac{n_c - 1}{n_c}} T_\alpha \tag{8.46}$$

Condiţia de prevenire a aprinderii uleiului de ungere în cazul compresorului de aer:

$$T_\beta \leq T_{max} \leq T_{a\,u} - \Delta t \tag{8.47}$$

unde:

T_{max} este temperatura maximă admisă;

$T_{a\,u}$ - temperatura de aprindere a uleiului;

Δt - diferenţa de temperatură impusă pentru siguranţă:

- pentru compresoare de aer cu funcţionare de scurtă durată, $\Delta t = 0 \ldots 20^o$;

- pentru compresoare de aer de presiune joasă şi medie, cu funcţionare îndelungată, $\Delta t = 10...50^{\circ}$.

Valoarea limită admisibilă a raportului de comprimare, $\pi_{i\,lim}$:

$$\pi_{i\,lim} = \left(\frac{T_{au} - \Delta t}{T_{\alpha c}} \right)^{\frac{n_c}{n_c - 1}} \qquad (8.48)$$

Observaţii:

a. $\pi_{i\,lim}$ se determină prin aproximaţii succesive deoarece $T_{\alpha} = f(\pi_i)$;

b. $\pi_{i\,lim}$ prezintă interes şi la alegerea procedeului de reglare a compresorului.

c. Dacă răcirea pereţilor cilindrului este nesatisfăcătoare, oxidarea şi descompunerea uleiului se pot produce şi la temperaturi $T < T_{max}$.

In asemenea cazuri este necesar ca $t_{max} \leq 160...170^{\circ}C$. Dacă temperatura depăşeşte aceste valori, reacţiile de oxidare exotermă a produselor de descompunere a uleiului se intensifică. Astfel, temperatura acestor produse poate depăşi temperatura lor de autoaprindere.

E. Umiditatea aerului comprimat

a. Umiditatea relativă a aerului refulat, φ_R:

$$\varphi_R = \varphi_A \cdot \pi_C \cdot \frac{p_{A_S}}{p_{R_S}} \qquad (8.49)$$

unde:

p_{A_S} este presiunea de saturaţie a vaporilor de apă din aer la aspiraţie;

p_{R_S} - presiunea de saturaţie a vaporilor de apă din aer la refulare.

b. Constanta aerului umed aspirat, R_u:

$$R_u = \frac{R}{1 - 0{,}377\,\varphi_A \frac{p_{A_S}}{p_A}} \qquad (8.50)$$

unde R este constanta aerului uscat (R = 287 J/kg.K).

c. Densitatea aerului umed la aspiraţie, ρ_{u_A}:

$$\rho_{u_A} = \frac{p_A}{R_u \cdot T_A} \qquad (8.51)$$

d. Densitatea aerului uscat la aspiraţie, ρ_A:

$$\rho_A = \frac{p_A}{RT_A} \qquad (8.52)$$

e. Densitatea vaporilor de apă la refulare, ρ_{V_R}:

$$\rho_{V_R} = \varphi_R \cdot \rho_{S_R} \qquad (8.53)$$

unde ρ_{S_R} este densitatea vaporilor de apă la saturaţie (în funcţie de t_R, din tabele).

f. Pentru temperatura de rouă $t_{rouă}$

$$\varphi' = \frac{\rho_{V_R}}{\rho'_S} = 1 \qquad (8.54)$$

de unde

$$\rho'_S = \rho_{V_R} \qquad (8.55)$$

Din tabele, pentru ρ'_S sau pentru $v'' = \frac{1}{\rho'_S}$ rezultă temperatura de rouă.

F. Consumul de energie şi randamentul

a. Lucrul mecanic echivalent consumat de un cilindru pentru un ciclu, L_e:

$$L_e = p_{a\ med} \cdot V_s \cdot \left\{ \frac{1+\varepsilon_m}{\xi_\alpha} \cdot \left[\frac{n_c}{n_c - 1} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_c - 1}{n_c}}\right) + \right.\right.$$

$$\left. + \xi_\alpha - \xi_\beta \right] - \frac{1}{\xi_\delta} \varepsilon_m \cdot \pi_i^{\frac{1}{n_d}} \left[\frac{n_d}{n_{d-1}} \left(1 - \pi_i^{\frac{n_d - 1}{n_d}}\right) + \right.$$

$$\left.\left. + \xi_\delta - \xi_\gamma \right] \right\}$$

unde $\xi_\alpha = f(p_{a\ med}, t_\alpha)$ şi $\xi_\beta = f(p_{r\ med}, t_\beta)$.

Obs.: Pentru cilindrii prin care trece tija pistonului, $L'_e = f(V'_s, \varepsilon'_m)$.

b. Puterea echivalentă prestată gazului în compresor, P_e:

$$P_e = \frac{\omega}{2\pi} (N \cdot L_e + N' \cdot L'_e) \qquad (8.57)$$

unde N este numărul de cilindri cu cilindreea unitară egală cu V_s, iar N'- numărul de cilindri cu cilirdreea unitară V'_s.

c Randamentul izotermic, η_{iz}:

$$\eta_{iz} = \frac{\lambda p_A \cdot V_s}{\xi_A} \cdot \frac{\ln \pi_c^{-1} + \xi_A - \xi'_R}{L_e} \qquad (8.58)$$

unde $\xi_A = f(p_A, t_A)$ şi $\xi'_R = f(p_R, t_A)$

Pentru mai mulţi cilindri:

$$\eta_{iz} = \frac{\lambda p_A (N.V_s + N'.V'_s)}{\xi_A} \cdot \frac{\ell n\, \pi_c^{-1} + \xi_A - \xi'_R}{N.L_e + N'.L'_e} \qquad (8.58\ a)$$

N.B.: η_{iz} se recalculează după proiectarea compresorului (diferenţa admisă: max. 1%).

d. Randamentul mecanic, η_m, depinde de schema constructivă şi de regimul de funcţionare a compresorului. In general, pentru compresoare în stare bună şi condiţii de ungere normală, la sarcină plină, η_m = o,85...o,96.

Valorile spre limita superioară corespund rapoartelor de comprimare mai mici. Compresoarele răcite cu aer prevăzute cu ventilator au η_m mai redus.

e. Puterea necesară la arbore, P_a:

$$P_a = \frac{P_e}{\eta_m} \qquad (8.59)$$

f. Randamentul izotermic la arbore, η_{iz-a}:

$$\eta_{iz-a} = \eta_{iz} \cdot \eta_m \qquad (8.6o)$$

Valori uzuale:

η_{iz-a} = o,25...o,4o pentru compresoare mici;

η_{iz-a} = o,35...o,55 pentru compresoare cu turaţie mare.

Observaţii:

- η_{iz-a} pentru compresoare răcite cu aer este mai redus, deoarece intervine consumul de energie pentru antrenarea ventilatorului;

- η_{iz-a} pentru compresoare de productivitate mai mare este mai ridicat;

- η_{iz-a} pentru compresoare de aer cu o treaptă este maxim la o valoare a raportului de comprimare $\pi_c \approx 3$, care reprezintă un criteriu de bază la stabilirea dimensiunilor principale ale compresorului cu piston.

In fig.8.1 se prezintă dependenţa $\eta_{iz-a}(q_{Vt})$ pentru compresoare de aer cu piston având o singură treaptă.

g. Randamentul adiabatic la arbore, η_{ad-a}:

$$\eta_{ad-a} = \frac{L_e}{\lambda . p_A . V_s \cdot \frac{1+\varepsilon_m}{\xi_A} \cdot \left[\frac{k}{k-1} \cdot (1 - \pi_c^{(k-1)/k}) + \xi_A - \xi_{p\,ad}\right]} \eta_m \qquad (8.61)$$

unde $\eta_{\beta ad} = f(p_R, t_{\beta ad})$, iar $T_{\beta ad} = T_A \pi_C^{\frac{k-1}{k}}$

N.B. η_{ad-a} se utilizează la compresoare fără răcire sau pentru vapori.

8.1.3. Trasarea caracteristicii de presiune

Se consideră ω = const, p_A = const., t_A = const. şi p_R = varia.

Un punct al caracteristicii corespunde regimului de bază, considerat la dimensionare. Celelalte puncte se obţin prin calcul pentru diferite valori ale presiunii finale cuprinse între presiunea iniţială p_A şi presiunea finală p_R la regimul de bază, considerată maximă, $p_{R\ max}$. In acest fel, π_C se modifică de la valoarea minimă, unitară, pînă la valoarea de bază, impusă prin datele iniţiale, considerată maximă, $\pi_{C\ max}$.

Se admite că $\Delta p_a \approx$ const., $p_a \approx$ const., $\lambda_2 \approx$ const., $\delta p_r \approx$ const., $P_m \approx$ const şi avînd valorile stabilite pentru regimul de bază.

Ordinea de calcul:

a. Presiunea finală: $p_R = p_A + i.\ \Delta p \leq p_{R\ max} (i = o,1,2..)$

b. Raportul de comprimare:

$$\pi_C = \frac{p_R}{p_A} \leq \pi_{C\ max}$$

c. Pierderile de presiune la refulare:

$$\Delta p_r = \delta p_r \cdot p_R$$

d. Presiunea la sfîrşitul comprimării:

$$p_r = p_R + \Delta p_r$$

e. Raportul intern de comprimare:

$$\pi_i = \frac{p_r}{p_a}$$

f. Exponentul politropei de comprimare:

n_c = 1,4...1,3 (limita minimă corespunde regimului de bază).

g. Exponentul politropei de destindere:

n_d = 1,4...1,25 (limita minimă corespunde regimului

de bază).

h. Coeficienţii λ_1, λ_3, λ_4 (cu rel.menţionate anterior).

i. Coeficientul de debit:

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4$$

j. Productivitatea:

$$q = \lambda \cdot V_s \cdot \omega / 2\pi$$

sau $$q = \lambda (N \cdot V_s + N' \cdot V_s') \cdot \omega / 2\pi$$

k. Lucrul mecanic echivalent,

L_e ;(rel. (8.56)).

l. Puterea echivalentă, P_e (rel. (8.57)).

m. Randamentul izotermic, η_{iz} (rel.(8.58) sau (8.58 a)).

n. Randamentul mecanic, η_m, variază în funcţie de încărcarea compresorului. Cînd debitul scade, puterea necesară P_e se micşorează (de ex., în cazul reglării productivităţii).Consumul propriu de energie rămîne aproximativ constant şi egal cu cel de la regimul de bază. Ca urmare, randamentul mecanic scade odată cu micşorarea încărcării compresorului (fig.8.2).

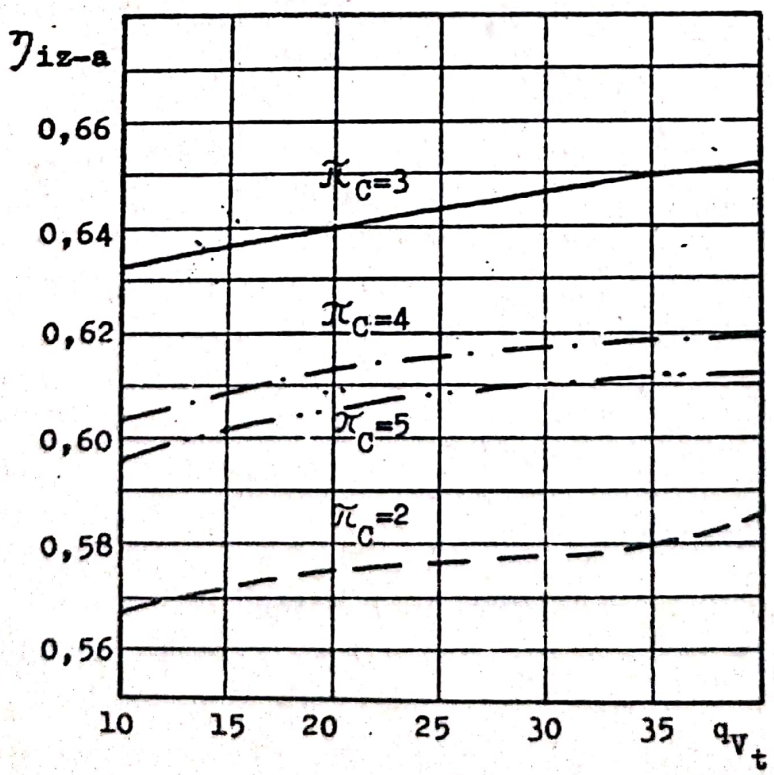


Fig.8.1

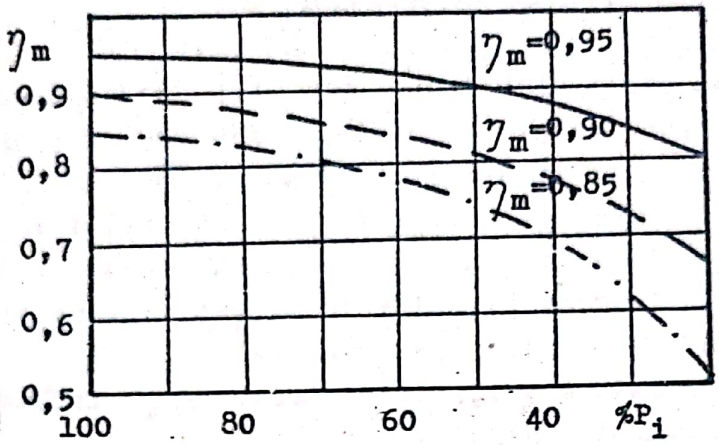


Fig.8.2

Valoarea η_m la încărcări parțiale se poate alege pe baza fig.8.2, în funcție de raportul dintre P_e și P_e la regimul de bază, sau se poate calcula în ipoteza $P_m \approx$ const. cu relația:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_m}$$

în care, P_m se calculează în funcție de valorile pentru η_m și P_e la regimul de bază:

$$P_m = \frac{1-\eta_m}{\eta_m} P_e$$

o. Puterea necesară la arbore:

$$P_a = \frac{P_e}{\eta_m}$$

p. Randamentul izotermic la arbore:

$$\eta_{iz-a} = \eta_{iz} \cdot \eta_m$$

q. Randamentul adiabatic la arbore, η_{ad-a} se calculează cu rel.(8.61) pentru diferite valori ale presiunii p_R.

Se trasează la scară caracteristicile de presiune ale compresorului: $q = f_1(\pi_c)$, $\lambda = f_2(\pi_c)$, $P_a = f_3(\pi_c)$ și $\eta_{iz-a} = f_4(\pi_c)$ sau $\eta_{ad-a} = f_5(\pi_c)$.

8.2. Determinarea parametrilor principali ai compresorului cu mai multe trepte

8.2.1. Dimensiuni principale și parametri caracteristici

Dimensiunile principale ale compresorului cu piston cu mai multe trepte sînt următoarele:

- diametrele cilindrilor de comprimare, D;

- cursa pistoanelor, s;
- diametrele tijelor pistoanelor, d.

Parametrii fundamentali sînt următorii:

- raportul cursă-diametru, $\psi = s/D$; condiţionează proporţiile compresorului şi influenţează procesul din cilindru, precum şi solicitarea pieselor, randamentul mecanic şi uzura;
- turaţia nominală, n [rot/min] , a arborelui motor; influenţează condiţiile de schimb de căldură, valoarea forţelor de inerţie, funcţionarea pieselor în mişcare, uzura şi gradul de neuniformitate a mişcării de rotaţie;
- mărimea relativă a spaţiului mort, ε_m; influenţează debitul şi consumul de energie;

Parametrii derivaţi sînt următorii:

- viteza medie a pistonului, $w_{p\,med} = s.n/30 = s.\omega/\pi$ [m/s]; determină vitezele de curgere în toate secţiunile traiectului gazului prin compresor şi ca urmare, influenţează esenţial pierderile de presiune, de care depinu condiţiile de debit, de randament şi de consum de energie;
- acceleraţia maximă a pistonului în PMI, $\ddot{x}_{max} = r.\omega^2 (1 + \lambda)$, unde $r = s/2$ este raza manivelei, iar $\lambda = r/\ell$, ℓ fiind lungimea bielei; determină forţele de inerţie şi influenţează dinamica maşinii;
- factorul de inerţie, $K_i = s.\omega^2$ sau $s.n^2$; determină dinamica maşinii.

Dimensionarea compresorului cu piston se bazează pe informaţiile experimentale privind valorile optime ale parametrilor menţionaţi.

8.2.2. Principiul de calcul

Datele iniţiale sînt: natura gazului comprimat, debitul de gaz livrat, presiunile iniţială şi finală, utilizarea gazului comprimat (destinaţia compresorului, regimul şi condiţiile de funcţionare).

Proiectarea maşinii presupune stabilirea în prealabil a următoarelor caracteristici: numărul de trepte, soluţia constructivă de ansamblu, numărul de cilindri din fiecare treaptă, turaţia şi dimensiunile cilindrilor de comprimare.

A. Alegerea numărului de trepte

Numărul de trepte depinde de raportul de comprimare, π_c, de natura agentului comprimat şi de utilizarea lui.

Stabilirea numărului de trepte se bazează pe alegerea raportului optim de comprimare pe treaptă. In acest scop, trebuie să se aibă în vedere pierderile de presiune între trepte şi valorile optime pentru presiunile intermediare.

a. Pierderile de presiune

Pierderile relative de presiune între treptele de înaltă presiune sînt mai mici decît între treptele de joasă presiune.

Valorile medii ale pierderilor relative de presiune obţinute experimental corespund relaţiei:

$$\delta p = \frac{0,24}{p^{0,3}} \qquad (8.62)$$

Deoarece pierderile relative de presiune sînt mai mari la treptele de joasă presiune, realizarea unor compresoare cu economicitate de funcţionare ridicată impune reducerea lor la valori conform relaţiei:

$$\delta p = \frac{0,15}{p^{0,25}} \qquad (8.63)$$

Pierderile relative de presiune între treptele j şi j+1 se exprimă prin relaţia:

$$\delta p = \frac{p_{r_j} - p_{a_{j+1}}}{p} \qquad (8.64)$$

în care, p este presiunea intermediară în racordul de aspiraţie al treptei j+1.

Deci, $\delta p = \delta p_{r_j} + \delta p_{a_{j+1}}$, unde:

$\delta p_{r_j} = \frac{p_{r_j} - p}{p}$ este

pierderea relativă de presiune la refulare din treapta precedentă

şi $\delta p_{a_{j+1}} = \frac{p - p_{a_{j+1}}}{p}$ este

pierderea relativă de presiune la aspiraţie în treapta următoare

Prin δp_a se consideră numai pierderile de presiune în supapa de aspiraţie, în timp ce, prin δp_r se consideră pierderile de presiune în supapa de refulare, în răcitorul intermediar, în separatorul de ulei şi în conductele aferente.

Se adoptă: $\delta p_a = 0,3 \cdot \delta p$ şi $\delta p_r = 0,7 \cdot \delta p$.

Observaţii:

- pierderile de presiune la aspiraţie în prima treaptă, Δp_{a_1}, sînt de aceeaşi valoare ca la compresorul cu o treaptă;

- pierderea relativă de presiune la refulare din prima treaptă, δp_{r_1}, este cu cca 2...3% mai mare decît în cazul compresorului cu o treaptă, deoarece, pe lîngă rezistenţele gazodinamice ale supapelor de refulare intervin şi cele ale conductelor dintre trepte, precum şi ale răcitorului intermediar;

- pierderea de presiune la refulare pentru o treaptă oarecare se determină uneori cu relaţia:

$$\Delta p_{r_j} = (0{,}15...0{,}2)\, p_{r_j}^{0,7} \qquad (8.65)$$

- pierderile relative de presiune se mai pot estima cu relaţiile:

$$\delta p_{a_j} = 0{,}8^{j-1} \cdot \delta p_{a_1} \qquad (8.66)$$

$$\delta p_{r_j} = 0{,}8^{j-1} \cdot \delta p_{r_1} \qquad (8.67)$$

- pierderea de presiune la refulare din ultima treaptă, Δp_{r_z}, constă din pierderea de presiune în supapele de refulare şi în racordul de refulare.

b. Presiunile intermediare

Pierderile relative de presiune se micşorează pe măsură ce gazul evoluează spre treptele superioare. Deci, odată cu creşterea presiunilor intermediare, pierderile relative de presiune dintre trepte se micşorează.

Dacă rapoartele de comprimare ale treptelor se aleg astfel încît să fie mai mari la treptele inferioare, presiunile intermediare în cazul treptelor respective cresc şi ca urmare, scad pierderile de energie la curgerea gazului dintr-o treaptă în alta şi se reduce puterea consumată de compresor.

In fig.8.3 se prezintă o nomogramă pentru repartizarea procesului de comprimare pe trepte, la trasarea căreia s-a considerat deosebirea dintre pierderile de presiune între trepte. Nomograma respectivă este valabilă pentru un gaz biatomic ($k = 1{,}4$) avînd presiunea iniţială, $p_A = 1{,}013$ bara. Pentru determinarea presiunilor intermediare dintre treptele compresorului se pleacă din punctul de pe ordonată corespunzător presiunii finale, p_R, pe o paralelă la abscisă pînă

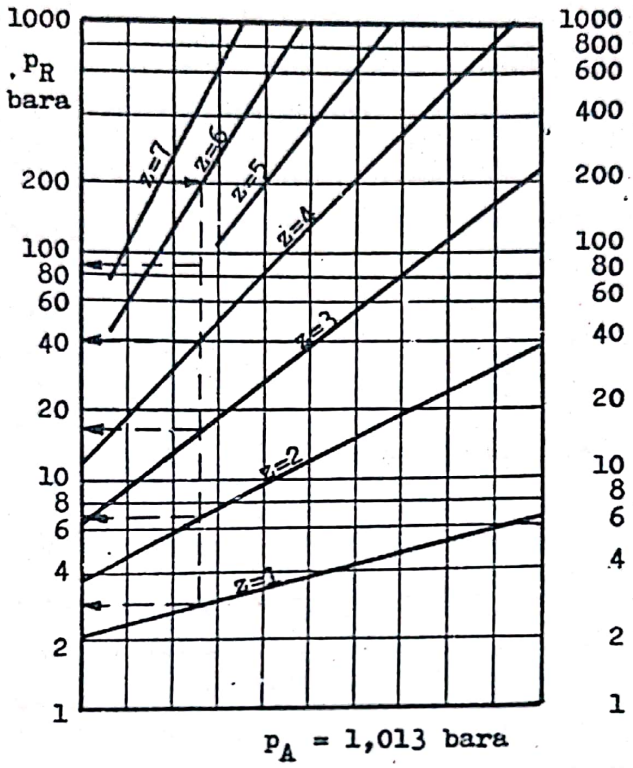


Fig.8.3

la intersecţia cu dreapta înclinată corespunzătoare treptei z.

Din punctul de intersecţie respectiv se coboară pe ordonată şi la intersecţia cu dreptele înclinate corespunzătoare celorlalte trepte se citesc presiunile intermediare.

Conform nomogramei rapoartele de comprimare ale treptelor se micşorează treptat de la primele spre ultimele trepte. In acest fel, se asigură economicitatea compresorului şi exploatarea lui este avantajoasă. Se are în vedere că în treptele superioare răcirea gazului este mai puţin eficace şi ca urmare, exponentul politropic al comprimării şi temperatura gazului în finalul acesteia se măresc, comparativ cu valorile aceloraşi parametri în treptele inferioare. Prin micşorarea raportului de comprimare la treptele superioare, temperaturile la sfîrşitul comprimării ating valori mai reduse, astfel că se îmbunătăţesc condiţiile de ungere şi creşte siguranţa în funcţionare.

In tabelul 8.1 se prezintă valorile presiunilor intermediare stabilite după nomograma din fig.8.3, în cazul unui

compresor cu şase trepte care realizează o suprapresiune finală de 200 bar.

Pentru comparaţie, în acelaşi tabel se redau valorile presiunilor intermediare în cazul cînd rapoartele de comprimare ale treptelor sînt egale.

Tabelul 8.1

Treapta	După nomogramă		După rel. $\pi_t = \sqrt[z]{\pi_c}$	
	presiunea nominală de refulare bar	π_t	π_t	presiunea nominală de refulare bar
1	2,73	2,73	2,42	2,42
2	7,oo	2,56	2,42	5,86
3	17,oo	2,44	2,42	14,17
4	4o,oo	2,35	2,42	34,3o
5	91,oo	2,27	2,42	83,oo
6	2o1,oo	2,21	2,42	2o1,oo

c. Rapoartele optime de comprimare ale treptelor

Dacă se alege numărul de trepte z ale compresorului, iar repartiţia raportului total de comprimare pe trepte se face conform ciclului teoretic, rezultă acelaşi raport de comprimare la toate treptele, $\pi_t = \pi_c^{1/z}$.

In mod obişnuit, $\pi_t = 2,5...4$. La rapoarte de comprimare $\pi_t \leq 4$ temperaturile atinse în cilindrii compresorului nu sînt excesiv de ridicate şi se menţin condiţii favorabile de ungere. Rapoarte de comprimare mai mari sînt permise numai la compresoare mici cu răcire eficace şi la compresoare speciale.

In cazul compresoarelor destinate pentru instalaţii mobile (aeronave, automobile sau nave) rapoartele de comprimare ale treptelor sînt mai mari, deoarece se urmăreşte în primul rînd să aibă mase şi gabarite reduse, aspectele legate de randament şi de durabilitate fiind secundare.

Scanned with OKEN Scanner

In cazul compresoarelor staţionare, a căror funcţionare este continuă şi de durată, prezintă importanţă durabilitatea şi randamentul. Rapoartele de comprimare ale treptelor sînt ceva mai mici, numărul de trepte fiind mai mare.

Uneori, rapoartele de comprimare teoretice ale primei şi ultimei trepte se corectează în sensul reducerii lor.

Explicaţii:

- Pierderile relative de presiune la prima treaptă fiind ceva mai mari, raportul intern de comprimare poate deveni mai mare decît la celelalte trepte; coeficientul de debit λ ar fi mai mic şi ar implica un alezaj mai mare al primei trepte, al cărei gabarit şi greutate s-ar majora.

- Raportul teoretic de comprimare al ultimei trepte se micşorează în acele cazuri cînd compresorul trebuie să funcţioneze şi la presiuni mai mari decît cea de calcul sau cînd, prin alegerea procedeului de reglare a productivităţii, se preconizează o creştere a raportului de comprimare al ultimei trepte, ultima treaptă fiind cea care, conform ciclului teoretic, preia variaţiile presiunii finale.

Prin urmare, din considerentele menţionate se recomandă:

$$\pi_{t_1} = (0{,}9 \ldots 0{,}95)\, \pi_c^{1/z} \qquad (8.68)$$

$$\pi_{t_z} = (0{,}9 \ldots 0{,}75)\, \pi_c^{1/z} \qquad (8.69)$$

$$\pi_{t_2} = \pi_{t_3} = \ldots = \pi_{t_j} = \ldots = \pi_{t_{z-1}} = \left(\frac{\pi_c}{\pi_{t_1} \cdot \pi_{t_2}} \right)^{\frac{1}{z-2}} \qquad (8.70)$$

Profesorul Cornel Stamatescu [12] recomandă ca alegerea raportului de comprimare optim pe treaptă trebuie să stea la baza stabilirii numărului de trepte ale compresorului. În cazul compresorului pentru gaze se admite că procesul de comprimare real decurge cu acelaşi exponent politropic în fiecare treaptă şi se au în vedere concluziile cu privire la condiţiile de randament izotermic maxim. Se arată că raportul intern de comprimare pe fiecare treaptă trebuie să se plaseze între două limite:

- limita inferioară este reprezentată de raportul teoretic optim al treptei, $\pi_{t\,opt}$, corespunzător căruia randamentul izotermic al treptei respective este maxim;

- limita superioară este determinată din următoarele condiţii:

$$t_\beta \leq (18o \ldots 25o)^\circ C;$$

$$\lambda_1 = 1 - \varepsilon_m \cdot (\pi_t^{1/n_d} - 1) \geq 0,7$$

Observaţii privind compresoarele de aer de construcţie uzuală:

- pentru treapta întîia, dacă $\pi_{i_1} = 1,15\ \pi_{t_1}$, rezultă $\pi_{t_1\ opt} \approx 2,7$ cînd $n_c = 1,3$ (cilindri de debit mic) şi $\pi_{t_1\ opt} \approx 2,5$ cînd $n_c = 1,4$; pentru treptele următoare, dacă $\pi_{i_j} = 1,2\ \pi_{t_j}$, rezultă $\pi_{t_j\ opt} \approx 3,3$ cînd $n_c = 1,3$ şi $\pi_{t_j\ opt} \approx 3$ cînd $n_c = 1,4$;

- valorile minime pentru π_t: $\pi_{t_1\ min} \approx 2$, pentru $n_c = 1,3$, iar $\pi_{t_j\ min} \approx 2,5$;

- valorile maxime pentru π_{t_1} şi π_{t_z}: $\pi_{t_1\ max} \approx 6,6$ ($t_A = 2o^\circ C$, $t_\beta = 18o^\circ C$, $p_1 = 1,o13$ bar şi $n_c = 1,3$ - compresoare mici); $\pi_{t_z\ max}$ pentru $t_1 = 2o^\circ C$, $p_A > 8$ MPa, $t_\beta = 2oo^\circ C$ şi $n_c = 1,4$, din expresia:

$$\ln \pi_{t_z\ max} = \eta_{iz} \cdot \frac{n_c}{n_c - 1} \cdot \left(\frac{T_\beta}{T_A} - 1\right)$$

în care $\eta_{iz} = o,6$, rezultă $\pi_{t_z\ max} \approx 3,1$.

In fig.8.4 se prezintă grafic dependenţa dintre raportul total de comprimare $\pi_C = p_R / p_A$, numărul de trepte z şi raportul teoretic de comprimare pe treaptă π_t, pentru compresoarele de aer obişnuite, în cazul cînd exponentul politropei de comprimare $n_c = 1,3$. Se observă limita inferioară a rapoartelor π_t - curba a - şi limita superioară a rapoartelor π_t - curba b.

Exemple:

- pentru $\pi_C = 1o$, $z = 2$ şi $\pi_t \approx 3,2$;
- pentru $\pi_C = 4o$, $z = 3$ şi $\pi_t \approx 3,3$;
- pentru $\pi_C = 1oo$, $z = 4$ şi $\pi_t \approx 3$.

Observaţie:

Micşorarea exponentului politropei de comprimare printr-o răcire mai eficace conduce la deplasarea curbei b spre dreapta. In acest fel, raportul de comprimare maxim al treptei poate să crească , atingînd pentru aer valoarea 9.

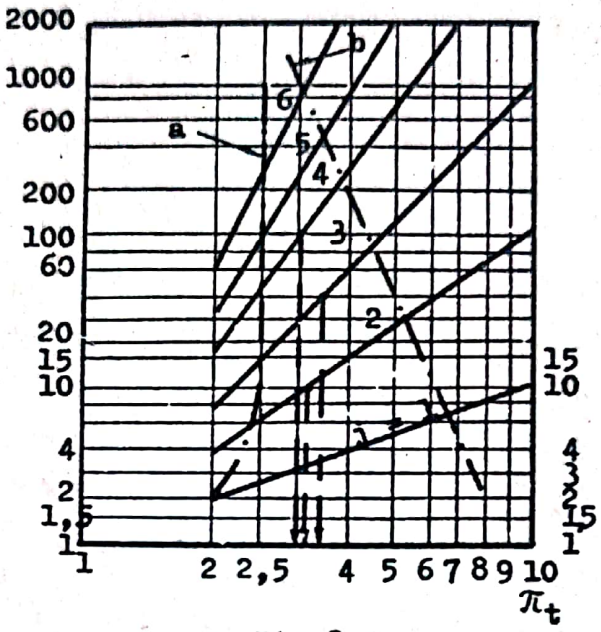


Fig.8.4

In procesul de comprimare a vaporilor, raportul total de comprimare este determinat de raportul temperaturilor de saturaţie T_c şi T_o la presiunile p_R şi p_A (T_c - temperatura de condensare la presiunea p_R; T_o - temperatura de vaporizare la presiunea p_A).

Raportul maxim de comprimare al treptei este limitat de valoarea minimă admisibilă a coeficientului de debit, $\lambda \geq 0{,}6$. In cazul comprimării vaporilor, coeficientul de debit se determină cu relaţia:

$$\lambda \approx \left[1-\varepsilon_m\left(\frac{\dot{v}_R}{v_A}-1\right)\right] \frac{2\,T_A}{T_A+T_R} \qquad (8.71)$$

Obs.: Relaţia (8.71) rezultă din relaţia coeficientului de reducere a debitului datorită spaţiului mort, λ_v, definit pentru gaze şi corectat cu factorul $T_A/(T_A+T_R)/2$.

d. Alegerea numărului optim de trepte de comprimare

Numărul de trepte pentru compresoarele de productivitate medie şi mare se alege avînd în vedere că raportul de comprimare pe fiecare treaptă nu trebuie să depăşească valoarea $\pi_t = 4$.

In construcţia de compresoare există relaţii diferite între numărul de trepte şi presiunea finală. In mod obişnuit, limitele presiunii finale, p_R, în funcţie de numărul de trepte, z, pentru presiunea iniţială, p_A = 0,1 MPa, sînt prezentate în tabelul 8.2.

Tabelul 8.2

p_R MPa	...0,7	0,5..3	1,3..15	3,5...40	15..100	20..110	45..110
z	1	2	3	4	5	6	7

Se observă că pentru o anumită valoare a presiunii finale, p_R, compresoarele pot fi realizate cu un număr mai mic sau mai mare de trepte, în funcţie de cerinţele impuse de exploatarea lor.

Compresoarele cu un număr sporit de trepte prezintă un ciclu teoretic mai apropiat de cel izotermic, dar, economia suplimentară de energie realizată datorită măririi numărului de trepte se micşorează. Introducerea unei noi trepte de comprimare este legată de complicaţii constructive şi de consum suplimentar de energie, datorită pierderilor de presiune în supape şi în racordurile de comunicaţie dintre trepte. La alegerea numărului optim de trepte de comprimare trebuie să se aibă în vedere aceste aspecte contradictorii.

B. Dimensionarea preliminară a treptelor de comprimare

Cilindreea totală a primei trepte de comprimare se obţine din relaţia:

$$N_1 \cdot \sigma_1 V_{s_1} = \frac{2 \pi q}{\omega \lambda} \qquad (8.72)$$

Viteza unghiulară ω se adoptă în funcţie de motorul şi de modul de antrenare a compresorului.

Coeficientul de debit λ se estimează prin calcul sau se alege pe baza informaţiilor experimentale.

Numărul de cilindri N_1 şi numărul de feţe active σ_1 ale pistonului la prima treaptă se aleg din considerente privind soluţia constructivă a agregatului.

Din rel. (8.72) rezultă cilindreea unitară V_{s_1} la prima treaptă. Pentru stabilirea mărimilor cursei s_1 şi diametrului pistonului D_1 trebuie să se considere valorile recomandate

pentru viteza medie a pistonului, $w_{p\ med}$ şi pentru raportul $\Psi = s/D$.

Ariile suprafeţelor active totale ale pistoanelor treptelor, pentru $p < 8$ MPa, se calculează pe baza relaţiilor următoare:

$$N_1 \cdot \mathcal{C}_1 \cdot A_{p_1} = \frac{2\pi\, q_{Vt_1}}{\omega \cdot s_1} = \frac{2\pi\, q}{\omega\, s_1\, \lambda_1} = \frac{2\, q}{\lambda_1 \cdot w_{p\ med_1}} = \frac{2 \cdot Q_{mR} \cdot v_A}{\lambda_1 \cdot w_{p\ med_1}} \qquad (8.73)$$

$$N_2 \cdot \mathcal{C}_2 \cdot A_{p_2} = \frac{2\pi \cdot q_{Vt_2}}{\omega \cdot s_2} = \frac{2\pi\, q}{\omega \cdot s_2 \cdot \lambda_2} = \frac{2\, q}{\lambda_2 \cdot w_{p\ med_2}} \cdot \frac{v_{I_1}}{v_A} = \frac{2 \cdot Q_{mR} \cdot v_{I_1}}{\lambda_2\, w_{p\ med_2}} \qquad (8.74)$$

$$N_z \cdot \mathcal{C}_z \cdot A_{p_z} = \frac{2\pi\, q_{Vt_z}}{\omega \cdot s_z} = \frac{2\pi\, q}{\omega \cdot s_z \cdot \lambda_z} = \frac{2\, q}{\lambda_z \cdot w_{p\ med_z}} \cdot \frac{v_{I_{z-1}}}{v_A} = \frac{2 \cdot Q_{mR} \cdot v_{I_{z-1}}}{\lambda_z \cdot w_{p\ med_z}} \qquad (8.75)$$

Pentru $p > 8$ MPa se introduc corecţii privind compresibilitatea reală a gazului:

$$N_z \cdot \mathcal{C}_z \cdot A_{p_z} = \varphi_z \frac{2\, q}{\lambda_z \cdot w_{p\ med_z}} \cdot \frac{v_{I_{z-1}}}{v_A} \qquad (8.76)$$

Dacă T_t = idem, iar în răcitoarele intermediare temperatura gazului revine la valoarea iniţială T_A, relaţiile pentru $p < 8$ MPa devin:

$$N_1 \cdot \mathcal{C}_1 A_{p_1} = \frac{2\pi \cdot q_{Vt_1}}{\omega \cdot s_1} = \frac{2\, q}{\lambda_1\, w_{p\ med_1}} = \frac{2\, Q_{mR} \cdot v_A}{\lambda_1 \cdot w_{p\ med_1}} \qquad (8.77)$$

Deci,

$$\frac{N_1 \cdot \mathcal{C}_1 \cdot A_{p_1}}{v_A} = \frac{2\, Q_{mR}}{\lambda_1 \quad w_{p\ med_1}} = const =$$

$$= \frac{N_2\, \mathcal{C}\, 2A_{p_2}}{v_{I_1}} = \ldots = \frac{N_z \cdot \mathcal{C}_z \cdot A_{pz}}{v_{I_{z-1}}} \qquad (8.78)$$

In mod obişnuit $s_1 = s_2 = \ldots = s_z$, adică $w_{p\ med_1} = w_{p\ med_2} = \ldots = w_{p\ med_z}$. Deoarece $\lambda_1 = \lambda_2 = \ldots = \lambda_z$ şi $T_A = T_{I_1} = \ldots = T_{I_{z-1}}$ rezultă:

$$N_z \cdot \mathcal{C}_z \cdot A_{p_z} = N_1 \cdot \mathcal{C}_1 \cdot A_{p_1} \cdot \left(\frac{1}{\pi_t}\right)^{z-1} \qquad (8.79)$$

Pentru $p > 8$ MPa intervin corecţiile privind compresibilitatea gazului real:

$$N_j \cdot \mathcal{C}_j \cdot A_{p_j} = N_1 \cdot \mathcal{C}_1 \cdot A_{p_1} \cdot \xi_{I_{j-1}} \cdot \left(\frac{1}{\pi_t}\right)^{z-1} \qquad (8.80)$$

Soluţia constructivă a compresorului fiind stabilită, rezultă numărul de cilindri, N_j, la treptele superioare şi valorile alezajelor cilindrilor fiecărei trepte, D_j.

Observaţie: In cazul compresorului cu dublu efect se consideră micşorarea uneia dintre feţele active ale pistonului datorită tijei. De exemplu, la prima treaptă, diametrul tijei reprezintă cca 12...15% din diametrul cilindrului; deci, tija pistonului micşorează cilindreea respectivă cu cca 7%.

C. Informaţii experimentale

In funcţie de destinaţie se disting următoarele grupe de compresoare:

I. Compresoare foarte mici, în general cu o treaptă şi cu dispunere verticală a cilindrilor, utilizate ca instalaţii transportabile (în vopsitorii sau pentru instalaţiile de frînare a vehiculelor), avînd debite de o,o5...o,5 m^3/min, cu funcţionare - în general - discontinuă;

II. Compresoare mici şi mijlocii, cu una sau cu două trepte şi cu dispunere verticală sau în V a cilindrilor, destinate pentru agregate transportabile, uşoare (pentru şantiere şi ca instalaţii de bord), avînd debite de 1...lo m^3/min,

cu funcţionare - în general - discontinuă, dar puternic solicitate.

III. Compresoare mijlocii şi mari, cu mai multe trepte, şi cu dispunere verticală a cilindrilor, utilizate ca instalaţii fixe în uzine, precum şi ca maşini auxiliare sau de pornire, avînd debite de 2...1oo m^3/min, cu funcţionare continuă.

IV. Compresoare speciale, pentru presiuni mari şi foarte mari, cu 3...6 trepte, cu dispunere orizontală sau în L a cilindrilor, utilizate în scopuri industriale sau de laborator, de obicei pentru gaze diferite de aer, avînd debite de 3...3oo m^3/min.

In tabelul 8.3 se prezintă limitele de variaţie pentru cîteva caracteristici principale în cazul grupelor de compresoare menţionate.

Tabelul 8.3

Grupa de compresoare	n rot/min	λ	$w_{p\ med}$ m/s	$\frac{s}{D_1}$
I	75o...28oo	o,6...o,8	2...4	o,5...1
II	1ooo...23oo	o,7...o,85	4...8	o,45 ...o,85
III	5oo ...1ooo	o,7...o,85	2,5...5	o,4 ... o,9
IV	2oo ... 75o	o,7...o,85	2,5...4	o,4 ... 1,o

Observaţii:

1. Turaţia, n. Pentru realizarea debitelor mai mari cu aceleaşi dimensiuni constructive se tinde spre utilizarea unor turaţii cît mai ridicate. Restricţiile privind turaţia maximă sînt impuse de: creşterea forţelor de inerţie, reducerea duratei de funcţionare a discurilor supapelor, apariţia unor dificultăţi legate de asigurarea secţiunilor de curgere a gazului prin supape şi canale, sporirea sarcinilor termice pentru evacuarea căldurii, producerea rezonanţei cu diferitele vibraţii ale pieselor maşinii, amplificarea zgomotului şi creşterea preţului pe unitatea de masă.

2. Coeficientul de debit, λ. Valoarea coeficientului de

debit depinde în primul rînd de raportul de comprimare al treptei şi apoi de rezistenţa gazodinamică la curgerea gazului prin supape; deci de n, de $w_{p\ med}$ şi de s/D, precum şi de răcire. Iniţial, se estimează şi apoi se verifică prin calcul.

3. Viteze medie a pistonului, $w_{p\ med}$. Ea depinde îndeosebi de turaţie. Valorile ridicate corespund compresoarelor de masă redusă şi de solicitare mare. In acest caz, supapele se pot defecta frecvent în exploatare. Valorile maxime ale vitezei medii a pistonului se ating la compresoare din grupa II, avînd cilindrei unitare de 1...5 dm^3 (agregate mobile, uşoare).

4. Raportul s/D. Prin modificarea acestui raport se corectează viteza medie a pistonului. Rapoartele s/D mici menţin $w_{p\ med}$ în limite admisibile la turaţii ridicate şi asigură spaţii mari pentru plasarea supapelor, Pistonul cu cursă scurtă conduce la acceleraţii mici ale maselor mecanismului motor şi oferă posibilitatea atingerii turaţiilor mari. Dar, deoarece diametrul lui devine relativ mare, forţele care apar în mecanismul motor sînt importante şi cer dimensiuni corespunzătoare. Ca urmare, masele cu mişcare plan paralelă cresc, forţele perturbatoare se amplifică, iar fundaţiile şi gabaritele sporesc.

In general, cursa pistonului este aceeaşi la toate treptele. Pentru ca raportul s/D să nu devină prea mare la treptele de înaltă presiune, se alege foarte mic la treptele de joasă presiune.

In funcţie de schema compresorului, raportul s/D poate fi:
- o,5...o,8 pentru compresoare verticale fără cap de cruce, cu simplu efect;
- o,45..o,75 pentru compresoare verticale cu dublu efecct;
- o,6...1,2 pentru compresoare orizontale.

5. Numărul de cilindri, N

Compresorul cu un număr mai mare de cilindri oferă următoarele avantaje: mase în mişcare alternativă mai reduse şi echilibrare mai bună; funcţionarea la turaţie mai ridicată; moment de rotaţie mai uniform; distribuire mai simplă a treptelor de comprimare; posibilitatea construirii unor compresoare cu debite diferite prin folosirea aceloraşi cilindri de comprimare, dar prin alegerea corespunzătoare a numărului de

cilindri pe treaptă.

Compresoarele cu număr mare de cilindri prezintă însă şi dezavantaje: fabricaţie mai complicată şi mai scumpă; piese de schimb mai numeroase.

In general, primează simplitatea fabricaţiei, în detrimentul funcţionării liniştite. Compresoarele de gaze obişnuite sînt prevăzute cu maximum 4 cilindri. Compresoarele pentru vapori de amoniac, destinate instalaţiilor frigorifice, pot avea pînă la 6 cilindri (cîte 3 în W) sau pînă la 8 cilindri (cîte 4 în W), pe două manetoane.

6. Factorul de inerţie $s^{1,5}.n^2$

In tabelul 8.4 se prezintă limitele de variaţie a factorului de inerţie pentru diferite categorii de compresoare.

Tabelul 8.4

Caracteristicile compresorului	$s^{1,5}.n^2$
Compresoare foarte mici ($q = 0,1...0,2$ m^3/min.cil.) cu una sau cu două trepte, verticale	$70.10^3...60.10^3$
Compresoare mici ($q = 1...2$ m^3/min.cil.) cu una sau cu două trepte, verticale	$35.10^3...15.10^3$
Compresoare mici ($q = 0,5...2,5$ m^3/min. cil.) cu o treaptă şi cu simplu efect, orizontale	$18.10^3...16.10^3$
Compresoare mici ($q = 3...8$ m^3/min.cil.): -$p_A \leq 4$ bars şi $q = 12...35$ m^3/min.cil. -$p_A \leq 6$ bars, o treaptă, dublu efect, oriz.	$18.10^3...16.10^3$
Compresoare mici şi mijlocii ($q = 2,5...30$ m^3/min.cil.), două trepte, orizontale	$18.10^3...16.10^3$
Compresoare mijlocii şi mari, cu mai multe trepte	$40.10^3...16.10^3$

Obs.: La viteze mari se aleg valori spre limitele inferioare.

7. Randamentul mecanic, η_m

Valorile uzuale ale η_m la regimul optim de funcţionare sînt în limitele:

- o,9o...o,93 pentru compresoare verticale mari;
- o,88...o,92 pentru compresoare orizontale;
- o,85...o,95 pentru compresoare mici rapide.

Valorile menţionate nu includ consumul de energie pentru instalaţiile de ungere şi de răcire. Pentru considerarea consumului de energie respectiv valorile η_m se corectează cu un factor η'_m avînd valorile:

- o,95...o,99 pentru compresoare staţionare;
- o,8... pentru compresoare mobile răcite cu aer.

8. Randamentul izotermic la arbore, η_{iz-a}. Puterea necesară pentru comprimare se poate determina pe baza estimării randamentului izotermic la arbore, η_{iz-a}, ale cărui valori se plasează între următoarele limite:

- η_{iz-a} = o,4o...o,6o; pentru compresoare mici şi mijlocii cu mai multe trepte de comprimare, avînd viteza medie a pistonului relativ mare (pînă la 5 m/s);
- η_{iz-a} = o,55...o,7o, pentru compresoare cu debite medii, avînd viteza medie a pistonului pînă la 3,5 m/s.

Randamentele mari se obţin la rapoarte de comprimare pe treaptă de cca 3 şi la viteze medii ale pistonului pînă la 3,5 m/s.

După proiectarea compresorului urmează să se verifice prin calcul valoarea adoptată pentru randamentul izotermic la arbore.

9. Randamentul adiabatic, η_{ad}

In mod obişnuit randamentul adiabatic se utilizează pentru aprecierea funcţionării compresorului cu o treaptă, fără răcire. Acest randament prezintă însă importanţă şi în cazul compresoarelor cu mai multe trepte. Puterea adiabatică a compresorului cu mai multe trepte reprezintă suma puterilor adiabatice ale tuturor treptelor, calculate prin considerarea temperaturii la aspiraţie şi prin neglijarea pierderilor de presiune la aspiraţie şi la refulare (presiunile la aspiraţie şi la refulare se consideră cele nominale). Randamentul adiaba-

tic rezultat nu reflectă influenţa răcirii incomplete a gazului între trepte, dar, spre deosebire de randamentul izotermic, permite determinarea mai precisă a pierderilor de putere produse de rezistenţele gazodinamice pe conducte, pierderile de gaz prin neetanşeităţi şi schimbul de căldură nefavorabil între gaz şi pereţii cilindrului.

10. Consumul specific de energie. In cazul gazelor cu acelaşi număr de atomi în componenţa moleculei, k = idem, iar puterea adiabatică specifică, adică puterea necesară pentru comprimarea unui debit de 1 m^3/min, în aceleaşi condiţii de presiune iniţială şi finală este aceeaşi. In fig.8.5 se prezintă puterea specifică, P_S, a ciclului teoretic în funcţie de presiunea finală în cazul comprimării adiabatice (k = 1,4) şi izotermice (n = 1) de la presiunea iniţială, p_A = 1,013 bara. Curbele trasate cu linii întrerupte redau variaţia puterii adiabatice la comprimarea în trepte (z = 2, 3 sau 4) cu răcire intermediară completă.

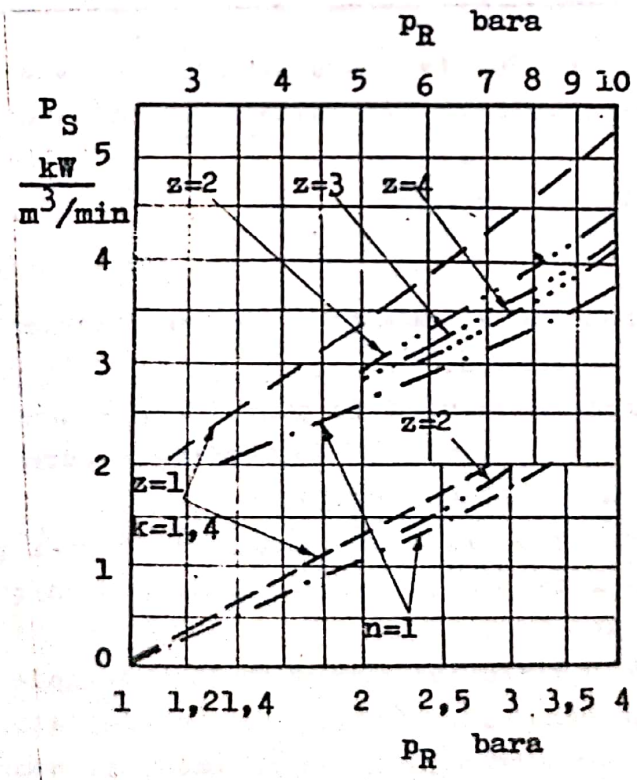


Fig.8.5

Comparaţia compresoarelor sub aspectul economicităţii pe baza puterii specifice este mai comodă decît pe baza randamentelor izotermic sau adiabatic.

In general, pe lîngă puterea specifică, P_S, în $kW/m^3/min$, se utilizează şi consumul specific de energie, E_S, în kWh/m^3.

Pentru compresoare de aer staţionare cu două trepte care realizează o presiune finală de 8 bars se recomandă ca puterea specifică la arbore să nu depăşească valorile prezentate în tabelul 8.5.

Se consideră condiţiile normale precizate prin: presiunea la aspiraţie, 760 Torr; temperatura aerului la aspiraţie, 20°C; temperatura apei de răcire, 15°C.

Tabelul 8.5

Productivitatea compresorului, m^3/min	3	6	10	20	30	50	100
Puterea specifică, $kW/m^3/min$	6,33	6,17	6,00	6,00	5,87	5,80	5,70

Puterea specifică efectivă se determină pe baza puterii reduse, P_{e_r}, corespunzătoare productivităţii măsurate, q_m:

$$P_{e_r} = P_{e_m} \frac{P_{iz\,N}}{P_{iz}} \qquad (8.81)$$

unde:

P_{e_m} este puterea consumată pentru comprimare, măsurată experimental;

P_{iz_N} - puterea izotermică de comprimare a unei productivităţi de 1 m^3, corespunzătoare condiţiilor de stare fizică normală;

P_{iz} - puterea izotermică de comprimare a unei productivităţi de 1 m^3, corespunzătoare condiţiilor experimentale.

Economicitatea instalaţiei compresorului depinde atît de economicitatea compresorului, cît şi de economicitatea motorului de antrenare şi transmisiei de la motor la compresor. De aceea, în exploatare prezintă interes consumul specific de energie electrică de la reţea, pentru compresorul antrenat cu motor electric, sau consumul specific de combustibil, pentru compresorul antrenat cu motor termic.

Scanned with OKEN Scanner

8.2.3. Calculul compresorului cu mai multe trepte pe baza constantei compresorului

Se admite ipoteza că prin toate treptele compresorului evoluează aceeaşi cantitate de gaz. Ca urmare, coeficientul de reducere a debitului datorită pierderilor de gaz prin neetanşeităţi $\lambda_4 = 1$, iar coeficientul de reducere a debitului datorită umidităţii gazului, $\lambda_5 = 1$. Se consideră că presiunea din cilindru la sfîrşitul aspiraţiei este egală cu presiunea de aspiraţie medie, $p_{a\ med}$.

Productivitatea compresorului este determinată de productivitatea primei trepte:

$$q_1 = \frac{\omega}{2\pi} \lambda_{1,1} \cdot \lambda_{2,1} \cdot \lambda_{3,1} \cdot V_{s_1} \qquad (8.82)$$

Debitul masic este

$$Q_m = \rho_A \cdot q_1$$

Deoarece

$$\rho_A = \frac{p_A}{R\,T_A} \quad \text{şi} \quad \lambda_{2,1} = \frac{p_{a\ med_1}}{p_A}$$

rezultă:

$$Q_m = \frac{\omega}{2\pi} \lambda_{1,1} \cdot \lambda_{3,1} \cdot \frac{p_{a\ med_1} V_{s_1}}{R\,T_A} \qquad (8.83)$$

Se defineşte constanta compresorului, aceeaşi pentru toate treptele de comprimare,

$$A = \frac{\lambda_{1,1} \cdot \lambda_{3,1} \cdot p_{a\ med_1} \cdot q_{Vt_1}}{T_A} = \ldots =$$

$$= \frac{\lambda_{1,j} \cdot \lambda_{3,j} \cdot p_{a\ med_j} \cdot q_{Vt_j}}{T_{I\ j-1}} = \ldots =$$

$$= \frac{\lambda_{1,z} \cdot \lambda_{3,z} \cdot p_{a\ med_z} \cdot q_{Vt_z}}{T_{I_{z-1}}} \qquad (8.84)$$

exprimată în $[W/K]$.

Deci, debitul masic va fi:

$$Q_m = \frac{A}{R} \qquad (8.85)$$

iar

$$q_1 = \frac{A \cdot T_A}{p_A} \qquad (8.86)$$

In calcule se pot utiliza mărimile relative ale cilindri-

lor celorlalte trepte în raport cu cilindreea primei trepte. In acest caz, constanta compresorului devine:

$$C = \frac{\lambda_{1,1} \cdot \lambda_{3,1} \; p_{a\ med_1}}{T_A} =$$

$$= \frac{\lambda_{1,j} \cdot \lambda_{3,j} \cdot p_{a\ med_j} \; (q_{V_{t_j}})_{rel}}{T_{I_{j-1}}} =$$

$$= \frac{\lambda_{1,z} \cdot \lambda_{3,z} \cdot p_{a\ med_z} \; (q_{V_{t_z}})_{rel}}{T_{I_z}} \quad (8.87)$$

şi se exprimă în $[Pa/K]$.

Corelaţia dintre constantele C şi A va fi:

$$C = \frac{A}{q_{Vt_1}} \quad (8.88)$$

Productivităţile masice şi volumice se pot exprima în funcţie de constanta C:

$$q_m = \frac{C \cdot q_{Vt_1}}{p} \quad (8.89)$$

şi

$$q_1 = \frac{C \cdot T_A \cdot q_{Vt_1}}{p_A} \quad (8.90)$$

Din ecuaţia (8.87) rezultă productivitatea teoretică relativă a treptei j, în raport cu productivitatea teoretică a primei trepte:

$$(q_{V_{t_j}})_{rel} = \frac{C \cdot T_{I_{j-1}}}{\lambda_{1,j} \cdot \lambda_{3,j} \cdot p_{a\ med_j}} \quad (8.91)$$

Constanta C permite calcularea productivităţilor teoretice $(q_{V_{t_j}})_{rel}$ şi q_{Vt_j} necesare în cazul compresorului proiectat, pe baza cărora pentru o turaţie dată rezultă cilindreile treptelor de comprimare.

De asemenea, constanta C permite determinarea repartiţiei presiunii gazului pe treptele unui compresor existent sau în faza de proiectare, la diferite regimuri şi condiţii de funcţionare.

Constante compresorului pentru treptele de înaltă presiune se stabileşte luînd în consideraţie compresibilitatea

reală a gazului. In acest scop, se are în vedere că în baza definiţiei:

$$\frac{\varphi_r}{\varphi_{r_{a_j}}} = \frac{p.v}{p_{a\ med_j} \cdot v_{a_j}}$$

rezultă:

$$\rho_{a_j} = \frac{1}{v_{a_j}} = \frac{p_{a\ med_j}}{p.v} \cdot \frac{\varphi_r}{\varphi_{r_{a_j}}} \qquad (8.92)$$

Debitul de gaz aspirat de treapta j este

$$Q_m = \lambda_{1,j} \cdot \rho_{a_j} \cdot q_{Vt_j}$$

$$= \lambda_{1,j} \frac{p_{a\ med_j}}{p.v} \cdot \frac{\varphi_r}{\varphi_{r_{a_j}}} \cdot q_{Vt_j} \qquad (8.93)$$

Deoarece Q_m = idem, din relaţia (8.93) rezultă constanta compresorului:

$$C_r = \frac{\lambda_{1,j} \cdot p_{a\ med_j}}{\varphi_{r_{a_j}}} \cdot q_{V_{tj}} \qquad (8.94)$$

Observaţie: Valoarea constantei C_r pentru treptele de înaltă presiune se deosebeşte de valoarea constantei C pentru treptele de presiune joasă şi medie.

Toate treptele compresorului, indiferent de nivelul presiunii, trebuie să se calculeze pe baza aceloraşi ecuaţii. De aceea, treptele de presiune joasă şi medie se calculează cu ecuaţiile pentru treptele de presiune înaltă, în care se consideră:

$$\varphi_{r_{aj}} = \frac{T_{a_j}}{T_N} \qquad (8.95)$$

$$\varphi_{r_{rj}} = \frac{T_{rj}}{T_N}$$

Aici, indicii a şi r se referă la valorile medii pentru fazele de aspiraţie şi respectiv, de refulare din treapta oarecare j.

Observaţie: Pentru calculul coeficientului de reducere a debitului datorită spaţiului mort, $\lambda_{1,j}$ la treptele de presiune joasă şi medie trebuie să se considere $\varphi_{r_{rj}} = T_{r_j}/T_N$,

în care, $T_{r_j} = T_{a_j} \cdot \pi_{i_j}^{(n_d-1)/n_d}$

8.2.4. Tipizarea construcţiei de compresoare cu piston

Tipizarea construcţiei compresoarelor se bazează pe relaţiile dintre dimensiunile principale şi parametrii fundamentali. Aceste relaţii se obţin prin similitudine sau pe baza cifrelor caracteristice.

Compresorul derivat funcţionează cu un randament ridicat, egal cu randamentul compresorului model, dacă cifrele caracteristice ale compresorului derivat se plasează între anumite limite, stabilite experimental, sau iau anumite valori constante. In aceste condiţii, compresoarele model şi derivat funcţionează cu debite şi la presiuni diferite, însă cu randamente egale, ridicate.

Compresoarele derivate, geometric asemenea, obţinute pe baza compresoarelor model, permit tipizarea construcţiei de compresoare.

O posibilitate de tipizare o oferă condiţia de asemănare geometrică.

Se consideră expresia productivităţii:

$$q = \lambda \frac{\omega}{2\pi} V_s = \lambda \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot N_1 \cdot \sigma_1 V_{s_1} =$$

$$= \frac{\lambda}{2} N_1 \sigma_1 w_{p\ med} \frac{\pi D_1^2}{4}$$

Se introduce cifra caracteristică de debit:

$$\Phi = \frac{q}{D_1^2} \qquad (8.96)$$

în care

$$\Phi = \frac{\pi}{8} \lambda N_1 \sigma_1 w_{p\ med} \qquad (8.97)$$

Valoarea lui Φ se obţine pe baza parametrilor fundamentali ($w_{p\ med}$ şi s/D) ai compresorului model. Ea introduce următoarele condiţii pentru compresoarele derivate:

$w_{p\ med}$ = idem;

s/D = idem;

λ = idem.

Observaţii:

a. Condiţia $w_{p\ med}$ = idem apare direct din relaţia (8.97).

b. Condiţia s/D = idem apare indirect din relaţia (8.97),

prin produsul: $N_1 \tau_1 = \frac{q}{\text{const.} \lambda \cdot \omega \cdot (\frac{s}{D}) \cdot D_1^3}$

în care, q şi D_1 variază conform relaţiei (8.96).

c. Condiţia λ = idem implică rapoarte de comprimare şi exponenţi politropici pe treapta de comprimare avînd aceleaşi valori ca la compresorul model (condiţii particulare).

d. Condiţiile menţionate asigură diagrame echivalente pe fiecare treaptă a compresorului derivat identice cu diagrama echivalentă a compresorului model.

Din relaţiile (8.96) şi (8.97) rezultă:

$$D_1 = \sqrt{\frac{q}{\Phi}} \qquad (8.98)$$

Aici, valorile productivităţii q se prezintă ca o serie de numere, încadrată de limitele între care se tipizează construcţia de compresoare.

Seria de fabricaţie constă din compresoare avînd debite care se deosebesc prin valori Δq crescînde după o progresie aritmetică sau geometrică.

Se recomandă ca valorile debitelor să se succeadă după o progresie de ordinul II, adică raţia Δq să crească după o progresie aritmetică.

Progresia geometrică nu este convenabilă deoarece conduce la construcţii de proporţii prea apropiate spre limita inferioară a seriei şi de proporţii prea îndepărtate spre limita superioară a seriei respective.

Seria de fabricaţie se poate lărgi prin variaţia numărului de cilindri de aceleaşi dimensiuni, oferind avantajul că necesită un număr sporit de piese identice.

8.2.5. Determinarea presiunilor gazului în treptele compresorului prin metoda aproximaţiilor succesive

Presiunile din treptele de comprimare trebuie calculate în următoarele situaţii:

- în faza de proiectare a compresorului, dacă dimensiunile principale ale cilindrilor se modifică sensibil faţă de cele calculate;
- în cazul cînd se modifică regimul de funcţionare pentru compresorul proiectat sau în funcţiune;

- dacă în locul cilindrilor rezultaţi din calcul se utilizează cilindri existenţi.

Datele iniţiale sînt următoarele: productivităţile teoretice, q_{Vt_j}, sau cilindreile treptelor, V_{s_j}; mărimile relative ale spaţiilor moarte, ε_{m_j}; presiunea gazului la sfîrşitul aspiraţiei în cilindrul primei trepte, p_{α_1}, presiunea de refulare din ultima treaptă, p_{r_z}; exponenţii politropelor de destindere n_{d_j} din trepte; temperaturile iniţiale ale gazului înaintea fiecărei trepte $T_{I\ j-1}$ sau T_{α_j}; pierderile de presiune între trepte Δp_a şi Δp_r determinate cu ajutorul pierderilor relative δp_a şi respectiv, δp_r.

Constantele compresorului, A, C sau C_r, constituie mărimi de control, care confirmă valabilitatea calculelor presiunilor din trepte.

Presiunea de aspiraţie în treapta $j>1$ se calculează în primă aproximaţie cu relaţia rezultată din expresia constantei A sub formă aproximativă, $A = p_{a_j} \cdot q_{Vt_j}$, adică

$$p'_{a_j} = \frac{p_{a_1} \cdot q_{Vt_1}}{q_{Vt_j}} \qquad (8.99)$$

Presiunile de refulare din treptele $j < z$ se determină în funcţie de coeficienţii de pierderi de presiune dintre trepte:

$$\left.\begin{aligned} \sigma'_1 &= \frac{p_{r_1}}{p_{a_2}} \\ \sigma'_j &= \frac{p_{r_j}}{p_{a_{j+1}}} \end{aligned}\right\} \qquad (8.100)$$

Coeficienţii σ'_1, σ'_2,..., σ'_j se exprimă în funcţie de mărimile relative ale pierderilor de presiune, δp_a şi δp_r:

$$\sigma'_1 = \frac{p_{r_1}}{p_{a_2}} = \frac{p_{r_1}}{p_{r_1} - \Delta p_{r_1} - \Delta p_{a_2}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\Delta p_{r_1}}{p_{r_1}} + \frac{\Delta p_{a_2}}{p_{r_1}}\right)} =$$

$$= \frac{1}{1 - \left[\frac{\delta p_{r_1} \cdot p_{I_1}}{(1 + \delta p_{r_1}) p_{I_1}} + \frac{\delta p_{a_2} \cdot p_{I_1}}{(1 + \delta p_{r_1}) p_{I_1}} \right]}$$

$$= \frac{1 + \delta p_{r_1}}{1 - \delta p_{a_2}} \qquad (8.1o1)$$

$$\sigma'_j = \frac{1 + \delta p_{r_j}}{1 - \delta p_{a_{j+1}}} \qquad (8.1o2)$$

Se determină primele aproximaţii ale p'_{r_j}, precum şi ale π'_{i_j}, $\lambda'_{1,j}$, $\lambda'_{3,j}$ şi A' sau $C'(C_r)$.

Calculele fiind aproximative, valorile A sau C la diferite trepte nu coincid. Gradul de precizie a calculului se defineşte prin raportul dintre valorile minime şi maxime ale constantei C, obţinute la diferite trepte:

$$B = \frac{C_{min}}{C_{max}} \qquad (8.1o3)$$

Dacă $B \geq o,97....o,98$ valorile calculate ale presiunilor din trepte sînt suficient de apropiate de valorile reale.

Dacă $B < o,97$ se efectuează calculele corespunzătoare celei de a doua aproximaţii.

Presiunea de aspiraţie în treapta $j > 1$, în a doua aproximaţie, va fi:

$$p'_{a_j} = \frac{p'_{a_j}}{2} \left(1 + \frac{C'_1}{C'_j}\right) \qquad (8.1o4)$$

In continuare, se calculează şi celelalte mărimi, precum şi gradul de precizie,

$$B'' = \frac{C''_{min}}{C''_{max}}$$

Dacă nici acum condiţia de precizie nu este satisfăcută se trece la a treia aproximaţie admiţînd:

$$p'''_{a_j} = \frac{p''_{a_j}}{2} \left(1 + \frac{C''_1}{C''_j}\right) \qquad (8.1o5)$$

Calculele continuă după această schemă pînă cînd este

îndeplinită condiţia privind gradul de precizie B.

6.2.6. Schema de calcul a compresorului cu mai multe trepte

Date iniţiale:

- compoziţia gazului comprimat;
- regimul de funcţionare şi condiţiile de exploatare;
- productivitatea, q;
- presiunea p_A şi temperatura t_A la intrarea gazului în racordul de aspiraţie al primei trepte;
- presiunea gazului în racordul de refulare al ultimei trepte p_R;
- temperatura apei sau aerului de răcire, θ_1.

Ordinea de calcul:

- Se alege numărul de trepte z;
- Se alege schema constructivă a compresorului;
- Se aleg rapoartele de comprimare ale treptelor pentru ciclul teoretic;
- Se determină valorile medii orientative ale pierderilor de presiune pe trepte;
- Se determină presiunile medii de calcul şi rapoartele interne de comprimare din trepte:

$$p_{a_j} = p_{I_{j-1}} - \Delta p_{a_j}$$

$$p_{r_j} = p_{I_j} + \Delta p_{r_j}$$

$$\pi_{i_j} = \frac{p_{r_j}}{p_{a_j}}$$

- Se aleg valorile exponenţilor politropelor echivalente de comprimare n_c şi de destindere n_d;
- Se determină coeficienţii de reducere a debitului:

$$\lambda_{2,1} = \frac{p'_{a_1}}{p_A}$$

$$\lambda_{2,j} = \frac{p'_{a_j}}{p_{I_{j-1}}}$$

$$\lambda_{3,1} = 1-0,01\,(\pi_{i_1} - 1)$$

$$\lambda_{3,j} = 1-0,01\,(\pi_{i_j} - 1)$$

- Se alege schema de răcire a compresorului şi se determină temperaturile gazului t_α şi t_β pentru fiecare treaptă;
- Se determină coeficienţii de reducere a debitului $\lambda_{1,j}$;
- Se aleg valorile coeficienţilor de reducere a debitului $\lambda_{4,j}$.

Observaţii:

a. $\lambda_{4,1} = 0{,}99 \ldots 0{,}97$;

b. $\lambda_{4,j} < \lambda_{4,j-1}$ pentru treptele la care se produc pierderi de gaz printre segmenţi spre mediul exterior;

c. $\lambda_{4,j} = 1$ pentru treptele la care se produc pierderi de gaz printre segmenţi spre treptele vecine.

d. Coeficienţii $\lambda_{4,1}, \ldots, \lambda_{4,z}$ se pot determina prin calcul după precizarea turaţiei şi stabilirea alezajelor treptelor. Dacă valorile calculate se deosebesc de cele adoptate cu mai mult de 10% este necesar să se recalculeze celelalte mărimi.

- Se determină coeficientul de reducere a debitului datorită umidităţii, $\lambda_{5,j}$;
- Se determină coeficienţii de debit pentru fiecare treaptă considerînd pierderile posibile de gaz din toate treptele următoare:

$$\lambda_1 = \prod_{i=1}^{3} \lambda_{i,1} \cdot \prod_{j=1}^{z} \lambda_{4,j} \cdot \lambda_{5,1}$$

$$\lambda_2 = \prod_{i=1}^{3} \lambda_{i,2} \cdot \prod_{j=2}^{z} \lambda_{4,2} \cdot \lambda_{5,2}$$

$$\lambda_j = \prod_{i=1}^{3} \lambda_{i,j} \cdot \prod_{j}^{z} \lambda_{4,j} \cdot \lambda_{5,j}$$

- Se determină productivităţile teoretice ale treptelor de presiune joasă şi medie ($j \leq 3 \ldots 4$):

$$q_{V_{t_1}} = \frac{q}{\lambda_1}$$

$$q_{V_{t_2}} = \frac{p_A \cdot T_{I_1}}{p_{I_1} \cdot T_A} \cdot \frac{q}{\lambda_2}$$

$$q_{vt_3} = \frac{p_A \cdot T_{I_2}}{p_{I_2} \cdot T_A} \cdot \frac{q}{\lambda_3}$$

- Se determină productivităţile teoretice ale treptelor de presiune înaltă considerînd abaterea compresibilităţii gazului real de la comportarea gazului ideal; productivitatea la aspiraţie în treapta j raportată la condiţiile de stare din racordul de aspiraţie al treptei respective este

$$q_j = \frac{\zeta r_{I\ j-1}}{\zeta r_A} \cdot \frac{p_A}{p_{I\ j-1}} \cdot q$$

iar, productivitatea teoretică va fi

$$q_{V_{t_j}} = \frac{q_j}{\lambda_j}$$

- Se adoptă valoarea orientativă a vitezei medii a pistonului, $w_{p\ med}$ = 1...8 m/s, în funcţie de dimensiunile, de productivitatea, de dispoziţia cilindrilor şi de elementele de etanşare ale compresorului.

Observaţii:

a. La viteze medii ale pistonului mai mari rezistenţele gazodinamice ale supapelor sînt mai ridicate, iar fiabilitatea compresorului scade.

b. Compresoarele mici ($q \leq 0{,}5$ m^3/min) funcţionează cu viteze medii reduse ale pistonului, $w_{p\ med}$ = 1...2,5 m/s), Cursa pistonului fiind scurtă, o viteză medie mai ridicată implică o turaţie atît de mare încît afectează durabilitatea supapelor.

Compresoarele mici şi mijlocii cu productivitatea q = 0,5.. 50 m^3/min au $w_{p\ med}$ = 2,5...4,5 m/s şi pînă la 6 m/s la turaţii ridicate.

Compresoarele de productivitate mare au $w_{p\ med}$ = 3,5... 4,5 m/s.

c. O tendinţă permanentă în construcţia de compresoare vizează creşterea vitezei medii a pistonului.

In primă aproximaţie, se pot determina ariile suprafeţelor frontale ale pistoanelor treptelor cu relaţiile:

$$A_{p_1} = \frac{q_{Vt_1}}{N_1 \cdot \zeta_1 \cdot w_{p\ med}}$$

$$A_{p_j} = \frac{q_{Vt_j}}{N_j \cdot \eta_j \cdot w_{p\ med}}$$

- Se determină diametrul interior al cilindrilor din treapta întîia în funcţie de aria A_{p_1}. Diametrul respectiv se rotunjeşte pînă la valoarea cea mai apropiată care se înscrie în gama de diametre normalizate şi se recalculează cilindreea primei trepte.
- Se recalculează viteza medie a pistonului în concordanţă cu noua valoare a cilindreei primei trepte, astfel încît să se asigure productivitatea impusă compresorului.
- Se determină cursa pistonului avînd în vedere că în mod obşnuit este aceeaşi la toate treptele:

$$s = s_1 = s_2 = \ldots = s_z = \psi_1 \cdot D_1$$

Raportul ψ_1 depinde de scnema constructivă: ψ_1 = o,5.. o,8 pentru compresoare verticale cu simplu efect; ψ_1 = o,45.. o,75 pentru compresoare verticale cu dublu efect; ψ_1 = o,6...1,2 pentru compresoare orizontale. Valorile ψ_1 mai reduse la compresoare verticale conferă acestora o înălţime mai redusă.
- Se determină turaţia arborelui cotit cu relaţia:

$$n = \frac{30 \cdot w_{p\ med}}{s}$$

Se alege motorul de antrenare şi modul de cuplare cu compresorul. In cazul cuplării directe, dacă turaţiile motorului şi compresorului nu sînt în concordanţă, se recalculează cursa pistonului în funcţie de turaţia motorului, menţinînd şi raportul ψ_1 în limitele indicate.

Se recalculează ariile suprafeţelor frontale ale pistoanelor la toate treptele în funcţie de cursa impusă ca definitivă

$$A_{p_j} = \frac{q_{Vt_j}}{N_j \cdot \eta_j \cdot w_{p\ med}}$$

Se recalculează diametrele interioare ale cilindrilor, $D_1, \ldots, D_z$, şi se rotunjesc la valorile definitive, în funcţie de care se recalculează ariile $A_{p_1}, \ldots, A_{p_z}$.

- Se calculează presiunile în treptele compresorului.

- Se stabilesc diagramele echivalente ale treptelor.
- Se determină încărcarea cu forţe şi momente a mecanismului motor.
- Se studiază echilibrarea şi uniformizarea mişcării de rotaţie a arborelui.
- Se desenează secţiunile principale ale compresorului şi se efectuează, în paralel, calculul de rezistenţă, alegînd materiale şi tehnologii adecvate.

9. DISTRIBUTIA

9.1. Rol. Clasificare

Dispozitivul de distibuţie permite intrarea gazului din racordul de aspiraţie în cilindru, în timpul fazei de aspiraţie, şi ieşirea gazului din cilindru în racordul de refulare, în timpul fazei de refulare.

Distribuţia compresorului cu piston se realizează prin următoarele soluţii constructive:

- distribuţia prin supape independente;
- distribuţia prin ferestre şi supape independente;

Distribuţia prin supape independente (necomandate) se caracterizează prin aceea că discul de deschidere şi de închidere a supapei se deplasează datorită unei forţe de presiune, produsă de o diferenţă de presiune care acţionează pe cele două suprafeţe ale discului, şi datorită unei forţe de apăsare, produsă de unul sau mai multe arcuri care acţionează direct asupra discului. Ea oferă simplitate constructivă, avantaje funcţionale şi întreţinere uşoară.

Distribuţia prin ferestre de aspiraţie şi supape independente de refulare (sau şi de aspiraţie) se caracterizează prin aceea că intrarea gazului în cilindru se realizează prin ferestre practicate în corpul cilindrului de comprimare, care sînt deschise şi închise (comandate) de către piston, în timpul evoluţiei sale în vecinătatea P.M.E. Refularea gazului se realizează prin supape independente. Uneori, pe lîngă ferestrele de aspiraţie se prevede şi o supapă de a piraţie. Distribuţia prin ferestre se utilizează la compresoare pentru vapori şi la compresoare de aer foarte mici.

Observaţie:

Comanda desmodromică a supapelor se utilizează numai la compresoare pentru fluide impure sau la pompe de vid.

Scanned with OKEN Scanner

9.2. Distribuţia prin supape independente

9.2.1. Schema constructivă şi funcţionarea

In fig.9.1 a se prezintă schema constructivă a unei supape independente, în care se disting: sediul 1, piesa de închidere 2, arcul 3 şi limitatorul de cursă 4. In compunerea supapei mai intră: un element de ghidare a piesei de închidere, eventual, un amortizor de şoc şi piesele de asamblare.

Supapa se deschide atunci cînd forţa produsă prin acţiunea presiunii p' asupra piesei de închidere 2 depăşeşte forţa produsă asupra aceleiaşi piese de către presiunea p'', cumulată cu forţa cu care acţionează arcul 3.

Supapa se închide atunci cînd presiunea p' scade, astfel încît, forţa produsă de ea scade sub valoarea forţelor antagoniste ce acţionează pe piesa de închidere.

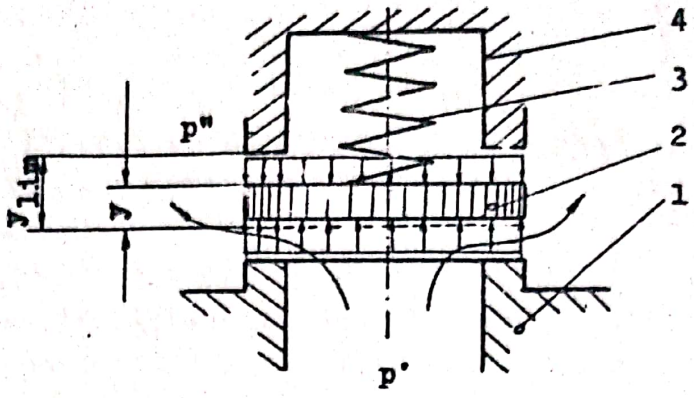
Deci, în cazul supapei independente, deplasarea piesei de închidere se realizează sub acţiunea directă a curentului de gaz, adică datorită diferenţei de presiune care există între cilindru şi racord.

Supapa se menţine deschisă atît timp cît forţa care apasă pe suprafaţa piesei de închidere pe partea de acces a gazului în supapă este mai mare decît forţa exercitată pe suprafaţa opusă a piesei respective. Deci, supapele independente se adaptează automat la schimbările de presiune din racordurile de aspiraţie sau de refulare, presiunile din cilindru în fazele de aspiraţie şi de refulare fiind astfel corelate cu presiunile din racordurile respective.

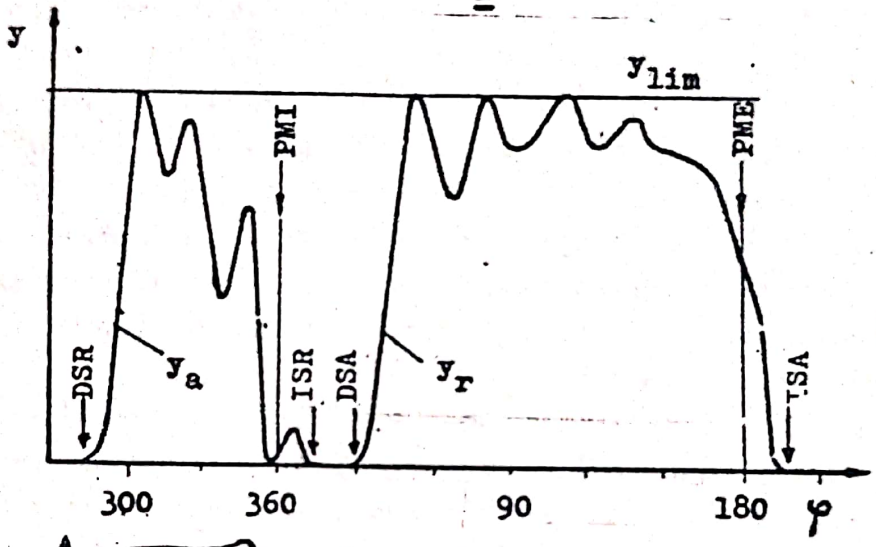
Schema constructivă de principiu este aceeaşi atît pentru supapa de aspiraţie, cît şi pentru cea de refulare, singura deosebire constînd în dispunerea relativă a pieselor; în cazul supapei de aspiraţie, piesa de închidere se deschide spre cilindru, iar în cazul supapei de refulare, se deschide spre racordul de refulare.

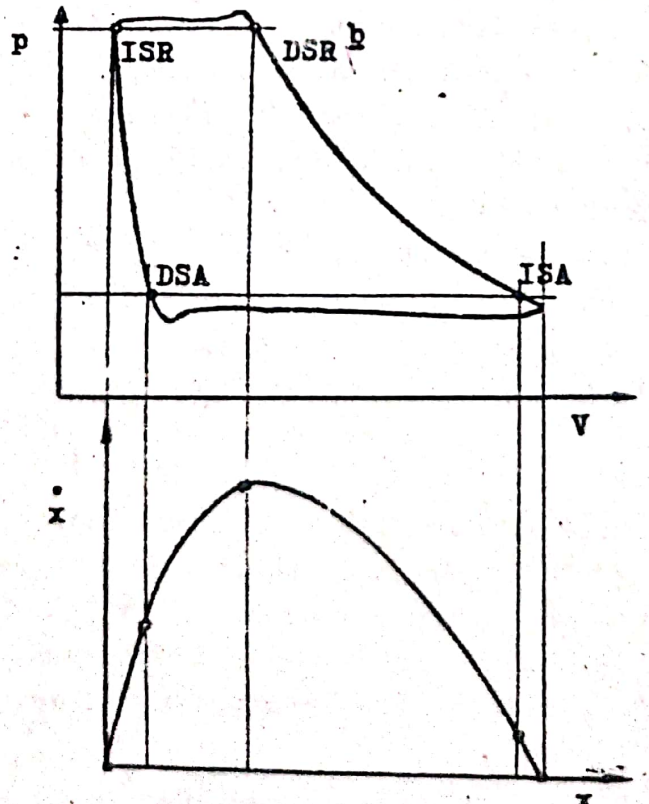
Supapa de aspiraţie se deschide în punctul DSA, cînd, pistonul fiind în cursa descendentă, presiunea din racordul de aspiraţie este mai mare decît în cilindru. Ea se închide în punctul ISA, cînd, pistonul fiind în cursa ascendentă, presiunea din cilindru este mai mare decît presiunea din racordul de refulare.

Supapa de refulare se deschide în punctul DSR şi se închi-


4
3
2
1
p"
y_{lim}
y
p'

a


y
y_{lim}
PMI
PME
DSR
y_a
ISR
DSA
y_r
ISA
300
360
90
180
φ


p
ISR
DSR
b
DSA
ISA
V
ẋ
x

c

Fig.9.1

de în punctul ISR. Ea se menţine deschisă în perioada în care presiunea din cilindru este mai mare decît presiunea din racordul de refulare.

La deschiderea supapelor se produce o pierdere suplimentară de presiune din cauza forţei de inerţie a discului supapei şi a forţei iniţiale a arcului.

Aşezarea discului pe limitatorul de cursă se produce cu şoc. Şocul respectiv este mai mare la supapa de refulare, deoarece, deschiderea ei se produce în perioada în care viteza pistonului, $\dot{x}$, este mare (fig.9.1 c).

In timp ce supapa este deschisă, discul ei nu stă pe limitator, ci execută o mişcare oscilatorie (vibrează), astfel că nici presiunea din cilindru nu se menţine constantă. Dacă vibraţia discului este prea intensă, apar pierderi de presiune suplimentare.

La închiderea supapei, discul se aşează pe sediu, fiind apăsat de arc. In cazul supapei de refulare este posibil ca, datorită variaţiei bruşte a presiunii,să se producă un salt al discului de pe sediu (redeschiderea suplimentară a supapei de refulare). Deoarece în faza respectivă pistonul a trecut de PMI şi presiunea din cilindru este în scădere, o fracţiune din cantitatea de gaz refulat revine în cilindru. Ca urmare, se reduce debitul de gaz refulat.

Mărimile care influenţează funcţionarea supapei sînt următoarele: cursa supapei,forţa arcului, turaţia compresorului şi diferenţa de presiune care acţionează pe discul supapei.

Cursa discului supapei influenţează aria fantei de trecere prin supapă, factorul de rezistenţă al supapei şi solicitarea prin şoc a supapei. Cînd cursa respectivă se măreşte; secţiunea de trecere prin supapă creşte, dar factorul de rezistenţă al supapei şi solicitarea prin şoc a acesteia se majorează. In general, y_{max} = 0,6...6 mm.

Arcul influenţează vibraţia supapei, promptitudinea închiderii ei, pierderea de presiune la deschidere şi solicitarea prin şoc la aşezarea discului pe sediu. Dacă arcul este mai rigid, se diminuează "fluturarea" discului, se îmbunătăţeşte închiderea supapei, dar, creşte pierderea de presiune la deschiderea supapei şi se măreşte şocul la aşezarea discului pe sediu. Diminuarea acestor consecinţe implică utilizarea unui arc cu caracteristică progresivă (constantă de elasticitate

variabilă, în creştere odată cu săgeata arcului) sau cu caracteristică liniară (constanta de elasticitate invariabilă) dar, folosind un amortizor (disc) cu o treaptă. Presiunea provocată de arc pe suprafaţa discului aşezat pe sediu este de o,2...1,2 N/cm^2 la supapa de aspiraţie şi de o,4...2,4 N/cm^2 la supapa de refulare.

Turaţia influenţează pierderile de presiune şi solicitarea discului. Se observă că frecvenţa şocurilor la aşezarea discului pe sediu este egală cu frecvenţa ciclică. Cînd turaţia creşte, pierderile de presiune şi solicitările prin şoc ale supapei se măresc.

In fig.9.1 b se prezintă grafic deplasările pieselor mobile, y_a, pentru supapa de aspiraţie şi respectiv, y_r, pentru supapa de refulare, în funcţie de unghiul φ, ambele fiind măsurate din poziţia de plecare de pe sediu ($y_a = 0$; $y_r = 0$). Cursa maximă corespunde deplasării piesei mobile pînă la limitatorul de cursă ($y_a = y_{lim}$; $y_r = y_{lim}$).

Construcţia şi dispunerea supapelor trebuie să îndeplinească următoarele condiţii:
- secţiuni mari de trecere a gazului;
- schimbări minime de direcţie a curentului de gaz;
- spaţii moarte mici;
- răcire bună;
- deschidere şi închidere promptă, fără vibraţii;
- etanşeitate;
- rezistenţă la şocuri repetate;
- siguranţă în funcţionare (fiabilitate ridicată);
- simplitate constructivă;
- accesibilitate şi uşurinţă la demontare.

Aceste cerinţe se satisfac prin soluţii adecvate, în funcţie de construcţia de ansamblu a compresorului, de productivitatea şi de destinaţia acestuia.

N.B.: Cu toate măsurile luate de constructori, supapele reprezintă elementele cele mai "nevralgice" ale compresorului.

Soluţiile constructive de supape independente se clasifică în funcţie de forma piesei de închidere:
- supape cu taler plan;
- supape cu taler conic;
- supape cu taler sferic (bombat);
- supape cu inele;

- supape cu disc;
- supape cu lamele elastice;
- supape cu lamele rigide;
- supape cu flux drept.

Dispunerea supapelor poate fi:
- în chiulasă (supape cu axe paralele sau cu axe la 90°;supape în opoziţie; supape concentrice);
- în cilindru (supape dispuse în cpoziţie, în mantaua cilindrului; supape cu axe paralele, dispuse într-o casetă comună care comunică cu cilindrul în vecinătatea chiulasei);
- în piston (supape de aspiraţie plasate în partea frontală a pistonului la compresoare de vapori).

Supapele se fixează într-un locaş adecvat, prin intermediul piesei în care este prevăzut sediul; fixarea poate fi rigidă (cu şuruburi) sau elastică (cu arc, în cazul supapei de refulare la compresoare de vapori).

9.2.2. Soluţii constructive

a. Supape cu taler plan

In fig.9.2. se prezintă schema unei supape de refulare avînd piesa de închidere în formă de taler plan. Semnificaţia reperelor principale este următoarea: 1 - sediul; 2- piesa

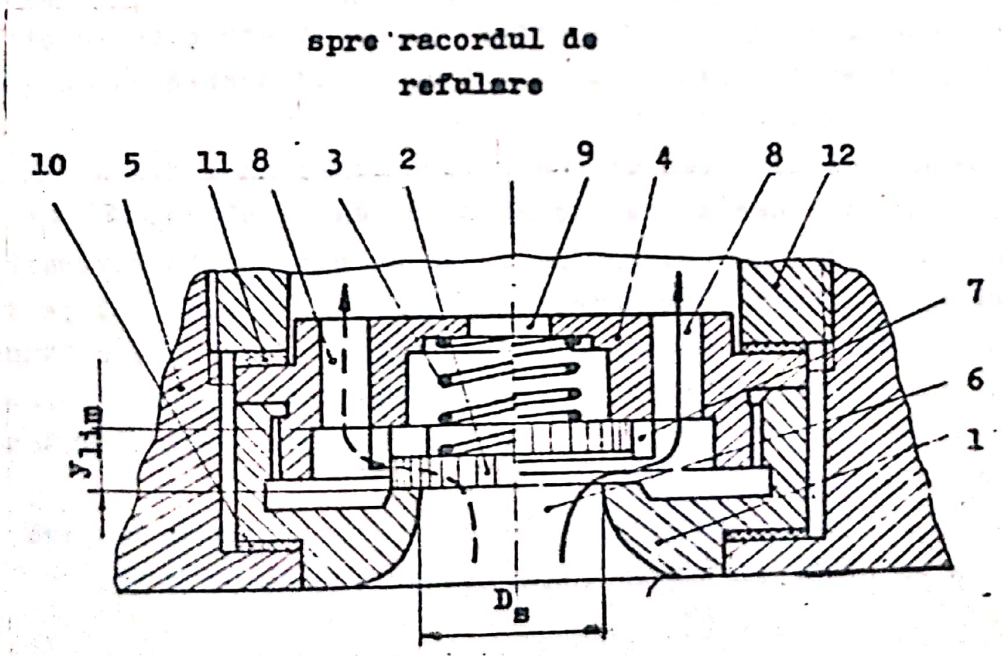


Fig.9.2

de închidere (taler plan); 3 - arcul; 4 - limitatorul de cursă; 5 - chiulasa.

Supapa este plasată într-un locaş existent în chiulasa 5. Sediul supapei 1 este prevăzut cu un orificiu 6 care serveşte pentru trecerea gazului cînd supapa este deschisă şi este acoperit de către talerul 2, atunci cînd supapa este închisă. De asemenea, sediul serveşte ca bază pentru montarea celorlalte piese ale supapei.

Limitatorul de cursă 4 are rolul de a limita deplasarea talerului 2 faţă de sediu şi de a-l ghida în timpul deplasării, prin intermediul proeminenţelor 7. Intr-un locaş existent în limitator este plasat arcul 3 care apasă talerul pe sediu. Arcul respectiv diminuează şocul la aşezarea talerului pe limitator, în timpul deschiderii supapei şi accelerează mişcarea talerului de pe limitator spre sediu, în timpul închiderii supapei. Limitatorul este prevăzut cu orificiile 8, prin care gazul trece cînd supapa este deschisă, şi cu orificiul 9, care are rolul de a împiedica ca gazul acumulat în locaşul arcului să aibă efect de tampon, frînînd mişcarea talerului la deschiderea supapei.

In partea inferioară a sediului şi în partea superioară a limitatorului de cursă sînt prevăzute suprafeţe inelare pentru centrare şi pentru presarea garniturilor de etanşare 10 şi 11.

Supapa se fixează în chiulasă prin strîngerea ei cu ajutorul bucşei 12.

La sfîrşitul fazei de comprimare, presiunea din cilindru devine mai mare decît cea din racordul de refulare. Diferenţa de presiune care acţionează pe taler asigură forţa necesară pentru ridicarea acestuia de pe sediu şi aplicarea lui pe limitatorul de cursă. Supapa fiind deschisă, gazul din cilindru curge prin orificiul 6 din sediu, prin fanta inelară formată între taler şi sediu şi apoi, prin orificiile 8 din limitator, spre racordul de refulare.

Aria secţiunii de curgere a gazului prin fanta inelară formată între sediu şi talerul aplicat pe limitator este

$$A_f = \pi . D_s . y_{lim} \qquad (9.1)$$

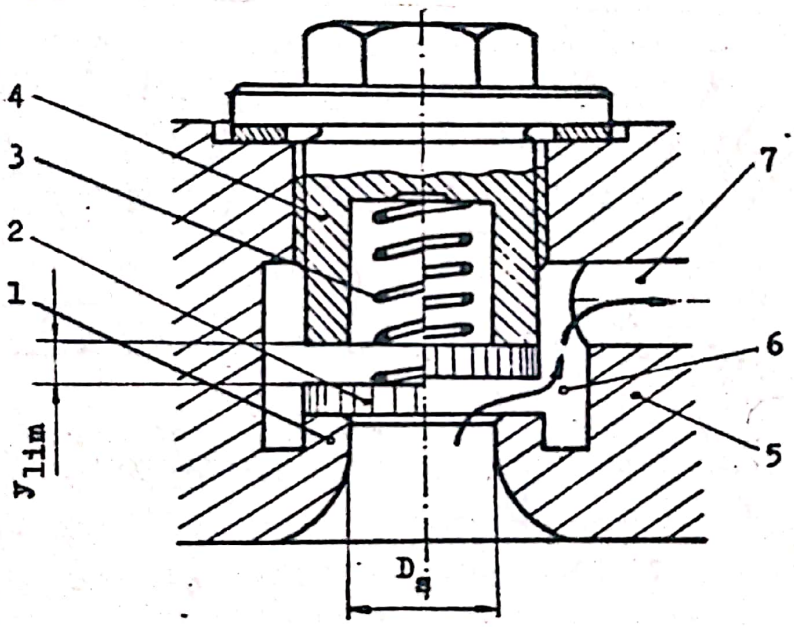
unde D_s este diametrul orificiului din sediu, iar y_{lim} - cursa supapei (deplasarea maximă faţă de sediu).

Fanta inelară de arie A_f reprezintă de fapt secţiunea minimă de trecere a gazului prin supapă. Ca urmare, în secţiu-

nea respectivă viteza curentului de gaz atinge valoarea maximă şi condiţionează, în principal, pierderile gazodinamice ale supapei. Secţiunile totale de trecere a curentului de gaz prin orificiul din sediu sau prin orificiile din limitator trebuie să fie mult mai mari decît fanta de arie A_f.

Supapele cu taler plan se utilizează atît ca supape de refulare, cît şi ca supape de aspiraţie, la toate treptele compresoarelor mici şi la treptele de presiune înaltă ale compresoarelor mari.

In fig.9.3 se prezintă schema unei supape de refulare destinată unui compresor mic care echipează instalaţii de frînare pentru autovehicule.



Detaliu privind talerul

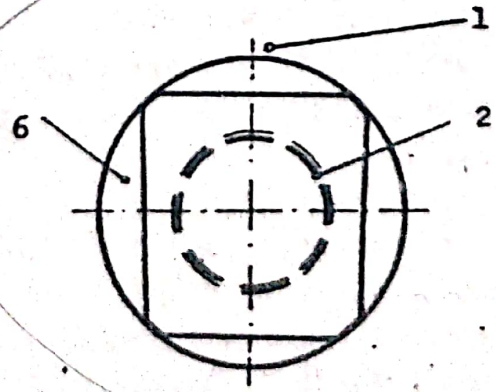


Fig.9.3

Piesa de închidere 2 este plană, de formă poligonală. Se mai observă sediul 1, arcul 3 şi limitatorul de cursă 4.

In timpul deschiderii supapei, piesa de închidere glisează într-un locaş adecvat, prevăzut în chiulasa 5, fiind ghidată pe extremităţi (reprezentate de vîrfurile teşite, în formă de arc de cerc, ale patrulaterului). Intre laturile patrulaterului şi locaşul din chiulasă există spaţiile libere 6, prin care, gazul are acces spre racordul de refulare 7.

Secţiunea minimă de trecere a gazului prin supapă este reprezentată de fanta inelară laterală avînd aria $A_f = \pi \cdot D_s \cdot y_{lim}$.

b. Supape cu taler conic

In fig.9.4 şi 9.5 se prezintă schematic o supapă de aspi-

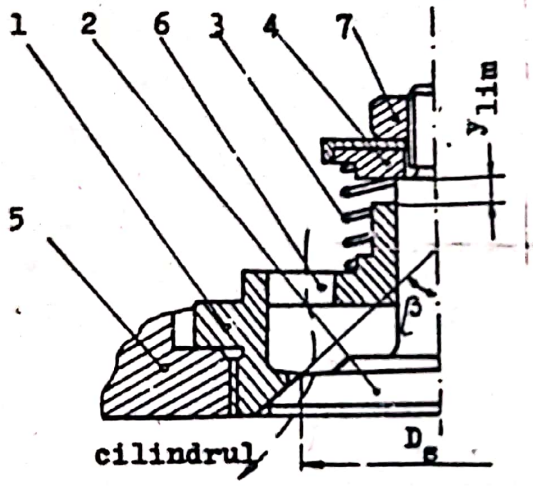


Fig.9.4

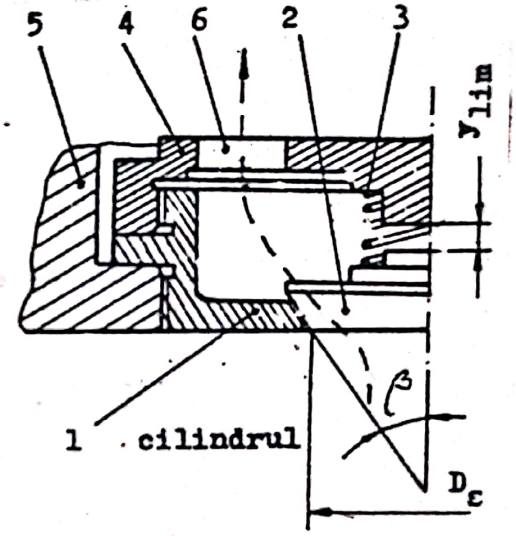


Fig.9.5

raţie şi respectiv, o supapă de refulare, ambele avînd piesa de închidere în formă de taler conic. Semnificaţia notaţiilor: 1 - sediu; 2 - taler conic; 3 - arc; 4 - limitator de cursă; 5 - chiulasă; 6 - orificiu de trecere a gazului; 7 - piuliţă de fixare a limitatorului de cursă şi de pretensionare a arcului la supapa de refulare.

In comparaţie cu supapa cu taler plan, supapa cu taler conic oferă o rezistenţă gazodinamică mai mică, precum şi o etanşeitate mai bună, datorită formei piesei de închidere.

Secţiunea minimă la trecerea gazului prin supapă corespunde fantei inelare plasate la diametrul D_{med}, formată în timp ce talerul se află pe limitatorul de cursă (fig.9.6):

$$A_f = \pi D_{med} \cdot AB$$

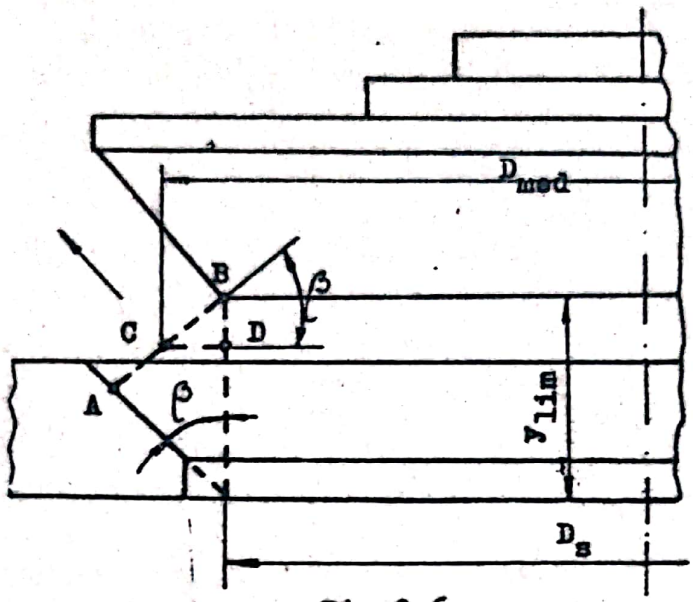


Fig.9.6

unde:

$$D_{med} = D_s + \frac{y_{lim}}{2} \cdot \sin 2\beta ;$$

$$AB = y_{lim} \cdot \sin\beta$$

Adică,

$$A_f = \pi y_{lim} \cdot (D_s + \frac{y_{lim}}{2} \cdot \sin 2\beta) \cdot \sin\beta \qquad (9.2)$$

Supapele cu taler conic se utilizează în aceleaşi cazuri ca supapele cu taler plan. Aceste supape introduc spaţii moarte suplimentare foarte mici. In schimb, prezintă inconveniente legate de o oarecare lipsă de promptitudine la deschidere şi la închidere, datorită unei tendinţe de înţepenire a talerului în sediu şi datorită masei mobile mai mari a piesei de închidere (în comparaţie cu talerul plan). De asemenea, rezistenţa tijei talerului de la supapa de aspiraţie trebuie să fie ridicată, deoarece prin ruperea ei talerul ajunge în cilindru şi provoacă avarierea compresorului.

c. Supapa cu taler sferic

In fig.9.7 se prezintă schema unei supape cu piesa de închidere în formă de taler sferic (bombat). Se observă: 1 - sediul; 2 - talerul sferic; 3 - arcul; 4 - limitatorul de cursă.

Aceste supape se disting prin capacitatea de a asigura trecerea gazului cu rezistenţă gazodinamică minimă, dar şi prin spaţii moarte mari. Piesa de închidere nefiind ghidată pe o suprafaţă adecvată, aşezarea ei corectă pe sediu sau pe

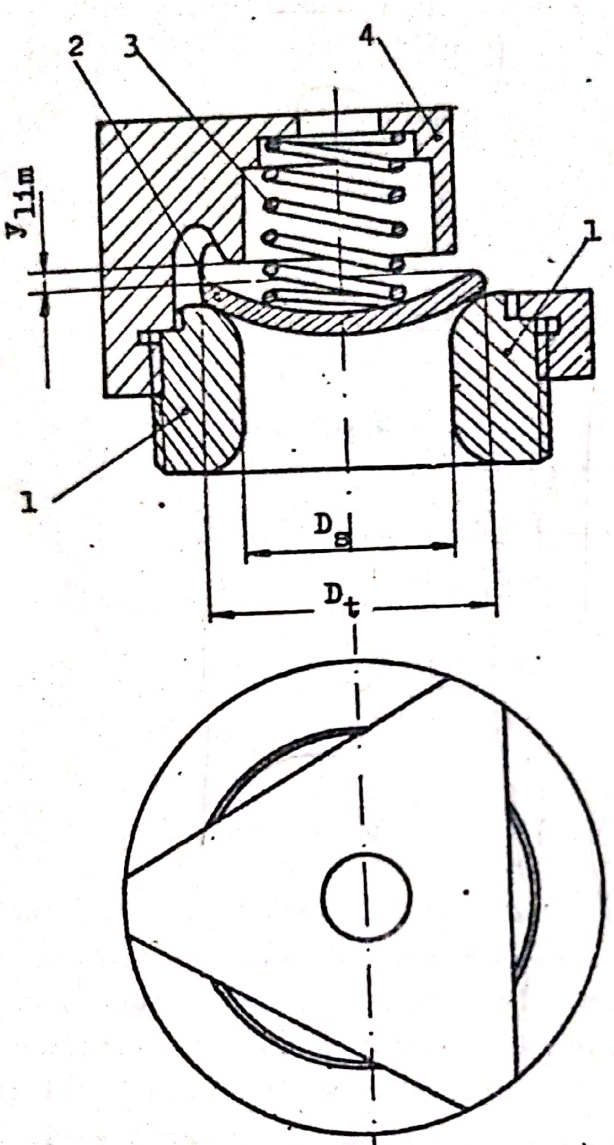


Fig.9.7

limitator se asigură prin corectitudinea formelor geometrice şi dimensiunilor tuturor pieselor, precum şi prin coaxialitatea orificiului din sediu cu locaşul arcului din limitator. De asemenea, etanşeitatea supapei depinde de forma corectă, sferică a talerului.

Secţiunea de trecere prin supapa deschisă ($y = y_{lim}$) se stabileşte conform schematizării din fig.9.8:

$$A_f = \pi D_{med} \cdot h \qquad (9.3)$$

unde h este distanţa minimă dintre sediul supapei şi talerul ei aşezat pe limitatorul de cursă.

Se notează cu $R = \frac{D_t}{2}$ raza de curbură a talerului şi se observă că:

$$AB = \sqrt{(R + r)^2 - \left(\frac{D_s}{2} + r\right)^2} \;;$$

$$BC = AB + y_{lim} \;;$$

$$OC = \sqrt{(BC)^2 + \left(\frac{D_s}{2} + r\right)^2} =$$

$$\sqrt{(R + r)^2 + y_{lim}^2 + 2\, y_{lim} \sqrt{(R+r)^2 - \left(\frac{D_s}{2} + r\right)^2}} \;;$$

$$h = OC - (R + r) \;.$$

Deci,

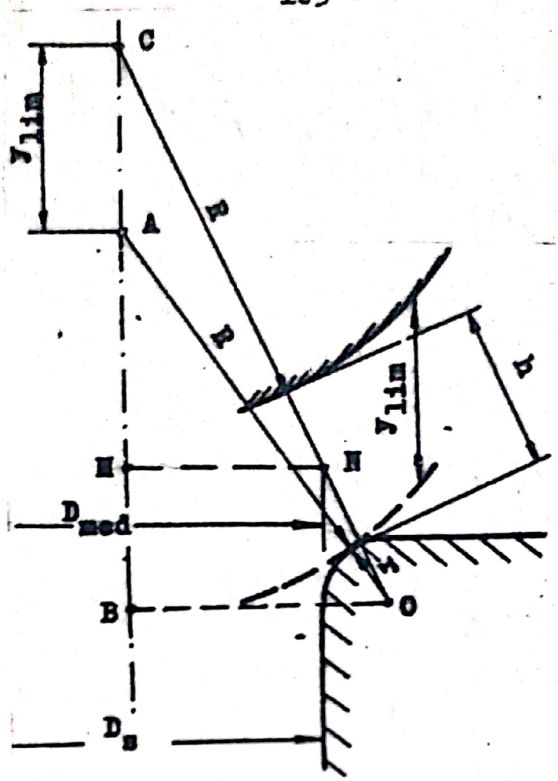


Fig.9.8

$$h = \sqrt{(R+r)^2 + y_{lim}^2 + 2\, y_{lim} \sqrt{(R+r)^2 - \left(\frac{D_s}{2} + r\right)^2}} - R - r \qquad (9.4)$$

Din asemănarea triunghiurilor BOC şi MNC rezultă:

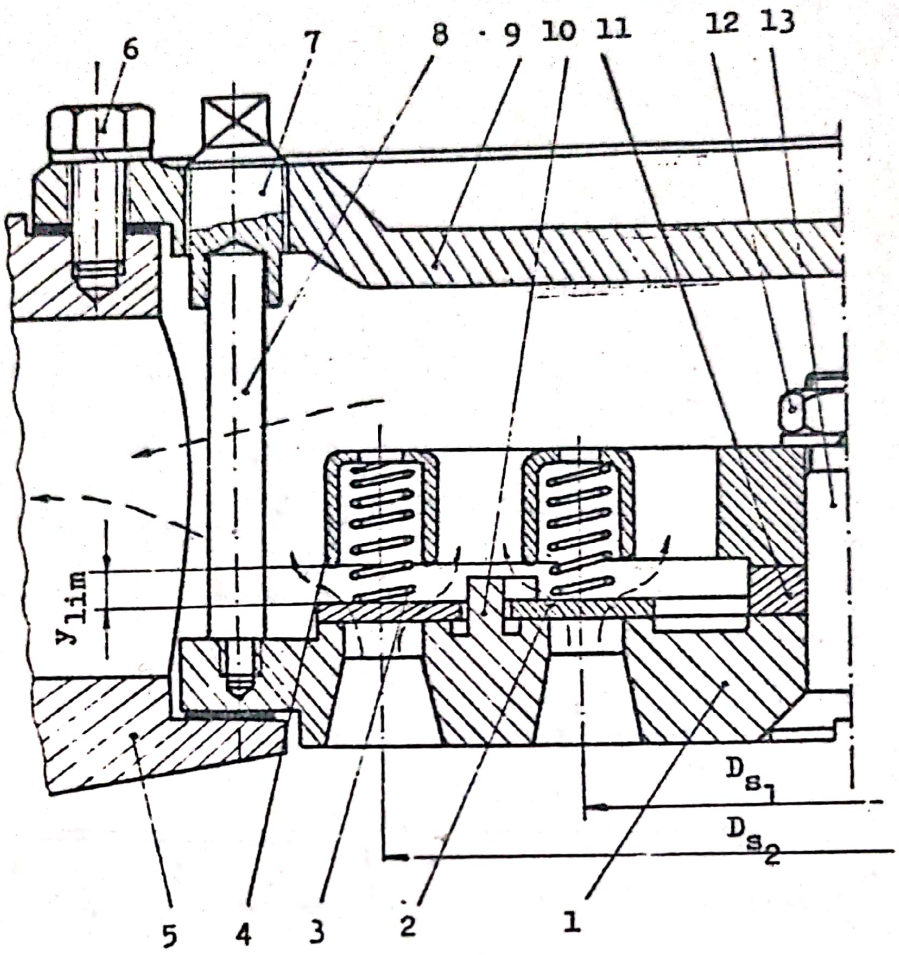
$$D_{med} = \left(\frac{D_s}{2} + r\right) \cdot \frac{0{,}5\, h + R}{h + R + r} \qquad (9.5)$$

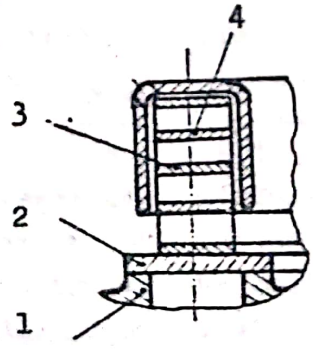
Supapele cu taler sferic se utilizează la diferite trepte ale compresoarelor mici cu presiuni de refulare pînă la 5e MPa. Ele fiind de dimensiuni reduse, nu se pot utiliza şi la compresoare mari, deoarece la fiecare cilindru ar trebui prevăzut un număr de supape incomod de mare.

d. Supapa cu lamele inelare

In fig.9.9 este prezentată schema unei supape de refulare cu piese de închidere sub forma a două inele. Se disting: 1 - sediu; 2 - inel; 3 - arc; 4 - limitator; 5 - chiulasă; 6 - şurub de fixare a capacului; 7 - şurub de fixare a supapei; 8 - ştift; 9 - capac; 1o - ghidaj pentru inele; 11- inel de distanţare; 12 - piuliţă; 13 - şurub de asamblare.

Supapele cu inele au una sau mai multe treceri, în func-





Detaliu privind arcul lamelar

Fig.9.9

ţie de numărul de orificii inelare din sediu şi respectiv, de inelé de închidere.

Arcurile sînt cilindrice, elicoidale, din sîrmă de oţel sau din bandă de oţel (detaliul din fig.9.9). Cu toate că se dispun în număr suficient de mare şi se repartizează la distanţe egale pe conturul inelului de închidere, arcurile din sîrmă nu asigură o apăsare suficient de uniformă a acestuia. De aceea, se preferă arcurile lamelare, care asigură o apăsare uniformă a inelului de închidere.

Inelele de închidere sînt ghidate în timpul deplasării de

către 3-4 proeminenţe, lo, prevăzute la sediu sau la limitatorul de cursă.

Supapele cu lamele inelare se utilizează la compresoare de presiune joasă şi medie. Pentru compresoare de productivitate medie şi mare se prevăd supape cu mai multe treceri.

Aria secţiunii totale de trecere prin supapă se obţine prin însumarea ariilor fantelor formate pe conturul tuturor inelelor aflate pe limitator, măsurate pînă la sediu:

$$A_f = 2\,\pi\,y_{lim} \sum_{i=1}^{n} D_{s_i} \qquad (9.6)$$

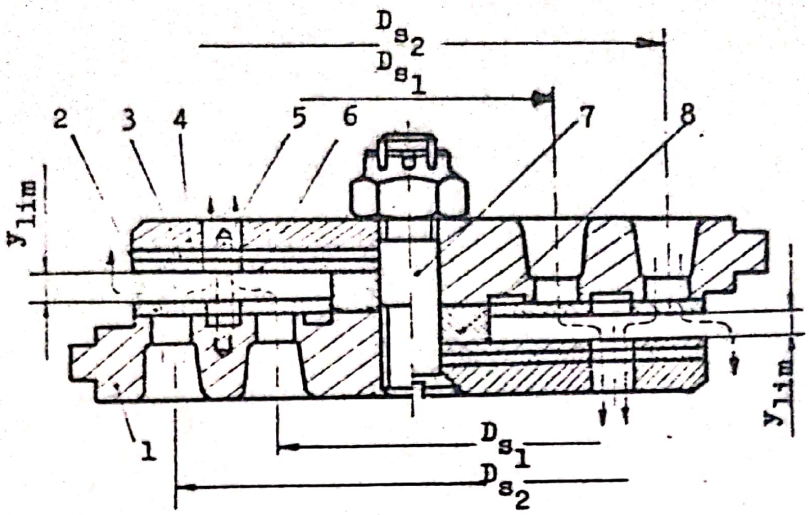
Aria secţiunii totale de trecere prin orificiile din sediu sau din limitator trebuie să fie cel puţin egală cu aria A_f.

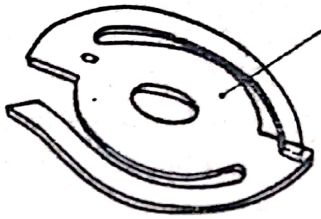
Rezistenţa gazodinamică a supapelor cu inele este aproximativ aceeaşi ca la supapele cu taler plan.

e. Supapa cu disc

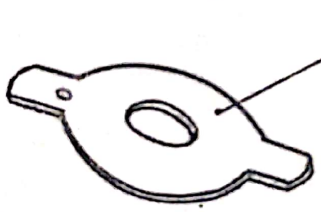
In fig.9.lo se prezintă detaliile constructive ale supapelor de aspiraţie şi de refulare avînd piesa de închidere sub forma unui disc prevăzut cu ferestre circulare pentru trecerea gazului. Se disting : 1 - sediul; 2 - discul; 3 - arcul disc cu lamele; 4 - limitatorul de cursă; 5 - ştiftul de poziţionare a discului, a arcului disc şi a amortizorului; 6 - amortizorul disc pentru atenuarea şocurilor şi zgomotului; 7 - şurub de asamblare; 8 - inel de distanţare şi de ghidare. Supapele cu discuri pot fi cu două sau cu mai multe treceri, în funcţie de numărul de ferestre inelare din sediul 1.

Discul 2 este prevăzut cu ferestre circulare pentru trecerea gazului spre ferestrele corespunzătoare din limitatorul de cursă 4. Ghidarea discului în timpul deplasării se realizează pe interior, folosind un inel (rondelă) de ghidare, 8, sau fără frecare, discul propriu-zis fiind legat de un inel central fix, prin intermediul unor braţe flexibile. Poziţia discului este controlată de un ştift 5, montat în sediu, care are rolul de a împiedica rotirea discului în timpul funcţionării. Prin rotire, discul ar putea ajunge într-o poziţie în care să nu mai acopere ferestrele din sediu. Uneori, discul este combinat cu piese de fixare şi de arcuire nituite pe el. Există şi discuri fără arc şi fără ghidaj, inelul interior

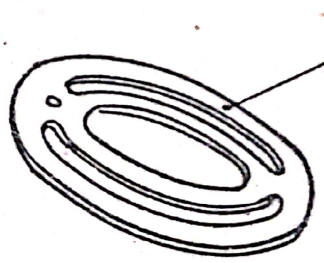




Vedere arc disc cu lamele



Vedere amortizor



Vedere disc de închidere

Fig.9.10

al discului fiind arcuit.

Arcul 3 este de forma unui disc cu lamele curbate. In mod obişnuit se montează un pachet de 2-3 arcuri fixate prin puncte de sudură. Arcurile disc pot fi şi fără lamele; în acest caz, discurile sînt curbate în raport cu unul dintre diametre şi se montează cu axele de curbură în poziţii perpendiculare. Arcurile cilindrice elicoidale se utilizează la supape de dimensiuni mari, la care se dispun uniform pe periferia discului. Pentru

gaze impure sau la presiuni mari se prevede un arc cilindric elicoidal plasat central.

Limitatorul de cursă 4 este poziţionat faţă de sediu cu ajutorul ştiftului 5 şi este prevăzut cu ferestre circulare pentru trecerea gazului.

Amortizorul 6, realizat sub formă de disc, atenuează şocul la aşezarea discului pe limitator şi diminuează zgomotul produs de supapă.

Inelul de distanţare 8 serveşte la fixarea arcului şi amortizorului pe limitator, ghidează discul şi determină cursa acestuia (y_{lim}).

Supapele cu disc sînt cele mai larg utilizate.

Aria secţiunii minime de trecere prin supapă, A_f, se obţine cu relaţia (9.6). Rezistenţa gazodinamică a supapei este aceeaşi ca la supapele cu taler plan.

f. Supape cu lamelă elastică

In fig.9.11 se prezintă un element de supapă avînd ca piesă de închidere o lamelă elastică. Un ansamblu de supape de aspiraţie sau de refulare se compune din mai multe elemente de acest fel, dispuse pe unul sau mai multe rînduri. Se disting: 1 - sediul; 2 - lamela elastică; 3 - limitatorul; 4 - plăcuţa de ghidare.

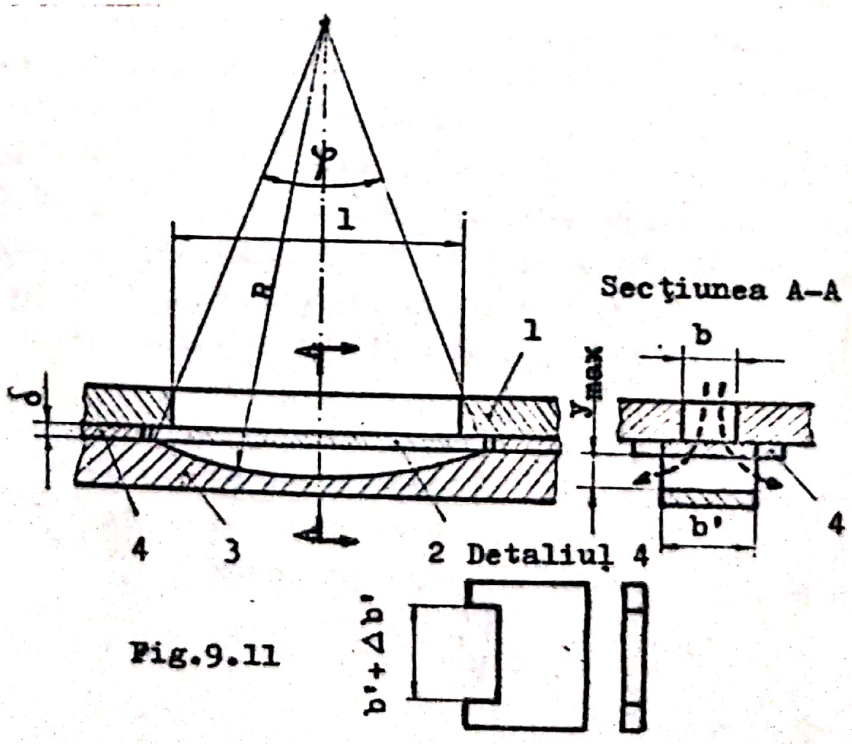


Fig.9.11

Toate elementele de supapă au sediul 1 prevăzut pe o placă comună, în care sînt practicate ferestre dreptunghiulare pentru trecerea gazului.

Limitatorul de cursă 3 este realizat separat pentru fiecare element de supapă. El are o adîncitură în formă de segment de cerc, în care se deplasează piesa de închidere.

Piesa de închidere 2 este o lamelă elastică, avînd simultan şi rol de arc.

Intre limitator şi sediu sînt dispuse plăcuţele de ghidare 4, care au aceeaşi grosime δ ca a lamelei elastice. Decupările dreptunghiulare din plăcuţe formează locaşuri pentru capetele lamelelor.

Sub acţiunea unei diferenţe mici de presiune, Δp, lamela elastică se deformează după conturul de rază R, se aşează pe suprafaţa curbă a limitatorului şi deschide ferestrele de trecere a gazului prin sediu. După ce trece prin sediu, curentul de gaz se împarte în doi curenţi simetrici, care curg prin fantele formate pe laturile lamelei. Aceste fante sînt segmente circulare identice avînd raza $(R-\delta)$ şi lăţimea y_{max} pe raza mediană. Cînd diferenţa de presiune Δp se micşorează sau se inversează, lamela elastică se redresează şi acoperă ferestrele din sediu.

Tensiunile elastice care apar la deformarea lamelelor variază de la zero pînă la o valoare maximă. Pentru o săgeată dată (y_{max}) a lamelei, tensiunea din lamelă este proporţională cu δ^3. De aceea, pentru a asigura o funcţionare îndelungată a lamelei, este necesar ca grosimea ei, δ, să fie redusă (0,5...0,7 mm). Lamelele fiind relativ subţiri, supapele de acest tip au o inerţie redusă şi pot funcţiona la turaţii mari, dar nu se pot utiliza decît la treptele de joasă presiune.

Supapa cu lamelă elastică se caracterizează prin aceea că, pentru aceeaşi suprafaţă ocupată de supapă, aria fantelor este mai mare decît la construcţiile de supape precedente.

Valoarea maximă a deplasării supapei este

$$y_{max} = R\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right)$$

De obicei, $y_{max} = 2...3$ mm.

Aria suprafeţei totale a fantelor oferite pentru trecerea gazului de către un element de supapă, pe ambele laturi ale limitatorului, va fi

$$A_f = (R - \delta)^2 \cdot \left(\frac{\pi\varphi^0}{180} - \frac{\sin\varphi}{2}\right) \qquad (9.6)$$

In fig.9.12 se prezintă schematic construcţia unei supape cu lamele elastice.

Pentru mărirea forţei de readucere a lamelei pe sediu, precum şi pentru amortizarea şocurilor la aşezarea ei pe limitator, unele construcţii de supape sînt prevăzute cu unul sau cu mai multe arcuri lamelare. In schema din fig.9.13 se disting: 1 - sediul; 2 - lamela elastică; 3 - limitatorul de cursă; 4 - arcul lamelar.

g. Supapa cu lamelă rigidă

Supapa cu lamelă rigidă are piesa de închidere în formă de profil U. In fig.9.14 se prezintă un element de supapă, o supapă de aspiraţie sau de refulare fiind compusă din mai multe asemenea elemente, la care se disting: 1 - sediul; 2 - lamela rigidă (profil U); 3 - arc lamelar; 4 - limitator de cursă.

Sediul 1 este prevăzut cu ferestre dreptunghiulare pentru trecerea gazului. El este comun pentru întreg ansamblul unei supape.

Lamela rigidă 2 este ghidată pe limitatorul de cursă 4 prin intermediul aripilor profilului U. In timpul deschiderii supapei, între sediu şi lamelă se formează fante laterale uniforme pe toată lungimea lamelei.

Arcul lamelar 3 este plasat cu un joc mic (0,08 mm) între aripile profilului U, pentru a se forma un tampón de aer menit să amortizeze şocurile.

Limitatorul de cursă 4 poate fi comun pentru întreg ansamblul de elemente de supapă; în acest caz, este prevăzut cu ferestre dreptunghiulare pentru trecerea gazului.

Supapa cu lamelă rigidă prezintă inconvenientele următoare: apăsarea neuniformă pe lungimea lamelei; mase mobile relativ mai mari în comparaţie cu supapa cu lamelă elastică, fără arc. De aceea, acest tip de supapă se utilizează la compresoare cu turaţii mai reduse.

Aria secţiunii minime de trecere prin supapă este

$$A_f = 2 \cdot (\ell + b) \cdot y_{lim} \qquad (9.7)$$

unde ℓ şi b sînt laturile ferestrei din sediu.

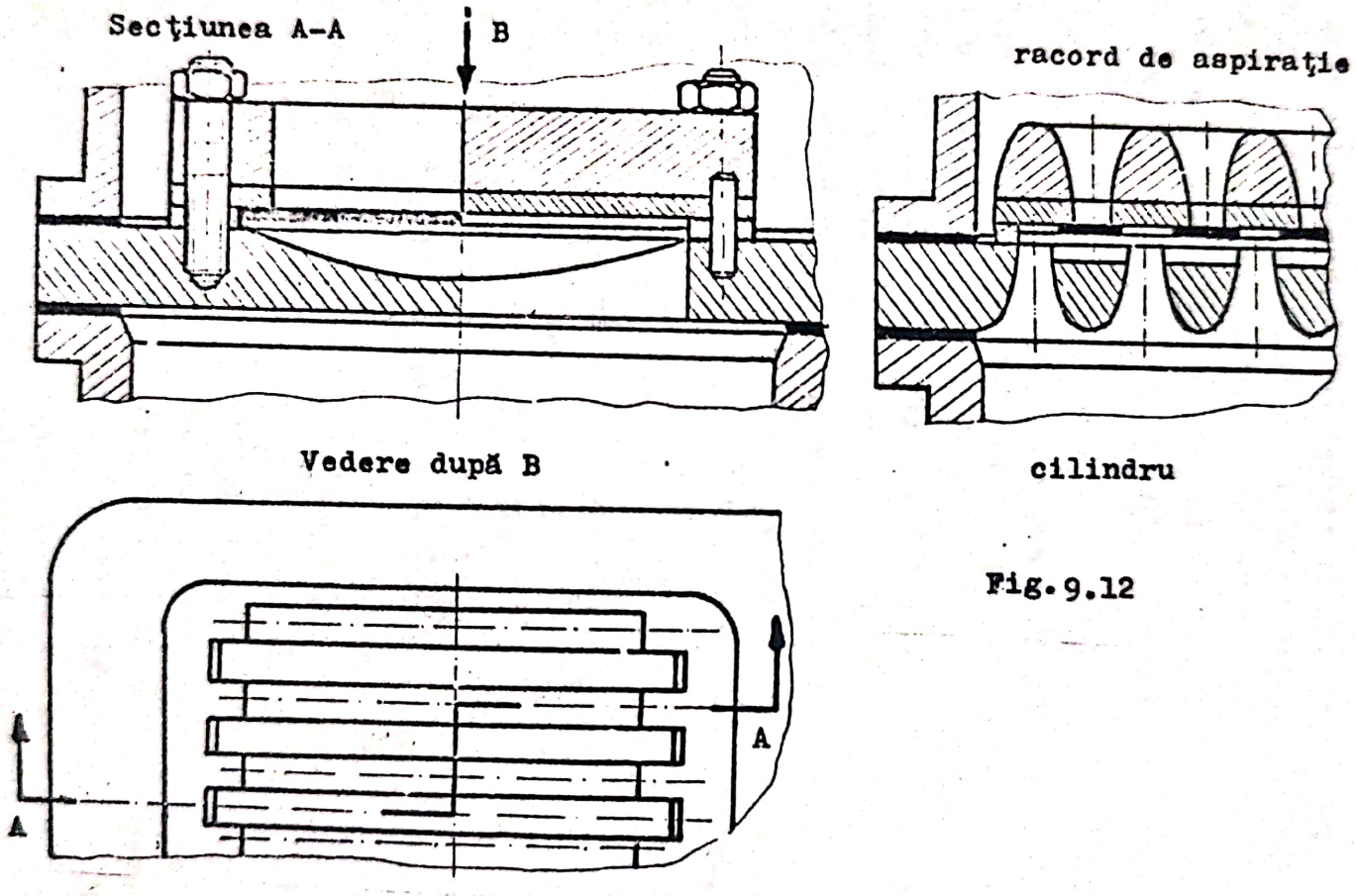

Secţiunea A-A
B
racord de aspiraţie
cilindru
Vedere după B
A
A

Fig. 9.12

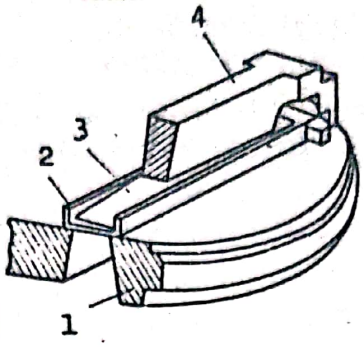


Fig.9.13

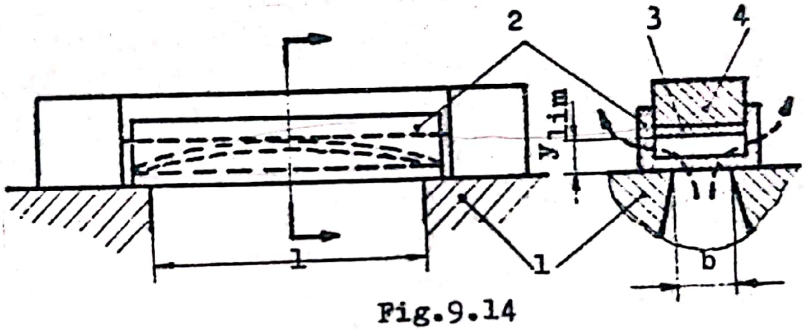


Fig.9.14

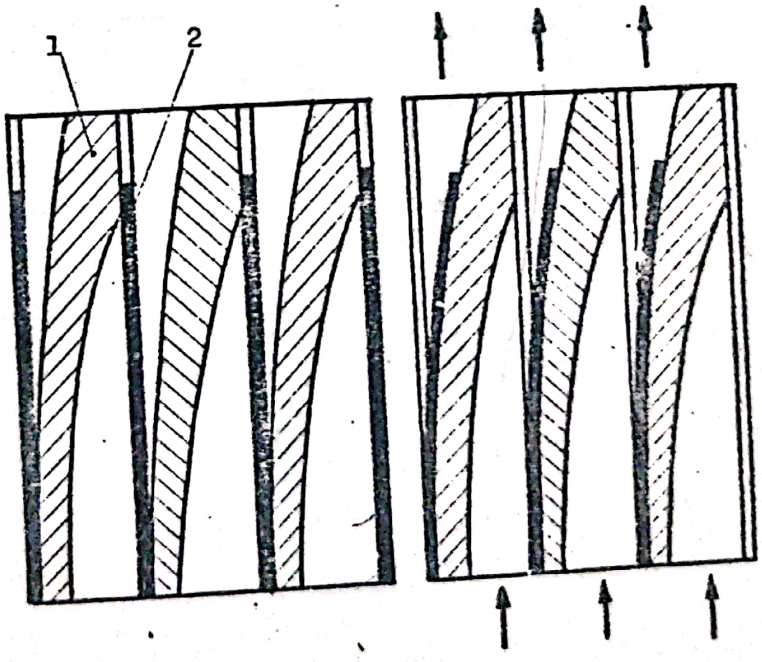


Fig.9.15

h. Supapa cu flux drept

Supapa cu flux drept se caracterizează prin aceea că gazul curge prin fanta dintre sediu şi piesa de închidere aproape rectiliniu. Ca urmare, rezistenţa gazodinamică a supapei este minimă.

In principiu, ansamblul unei supape de aspiraţie sau de refulare constă din mai multe supape elementare, avînd ca piesă de închidere o lamelă elastică. In funcţie de nivelul de presiune la care funcţionează se deosebesc două tipuri de supape cu flux drept: supapa pentru presiuni joase; supapa pentru presiuni medii şi înalte.

Supapa cu flux drept pentru presiuni joase (fig.9.15) se compune din piesa 1, care joacă rol de sediu, dar şi de limitator de cursă pentru supapa elementară vecină şi lamela elastică 2. In fig.9.16 se prezintă detaliat cele două piese componente ale unei supape elementare.

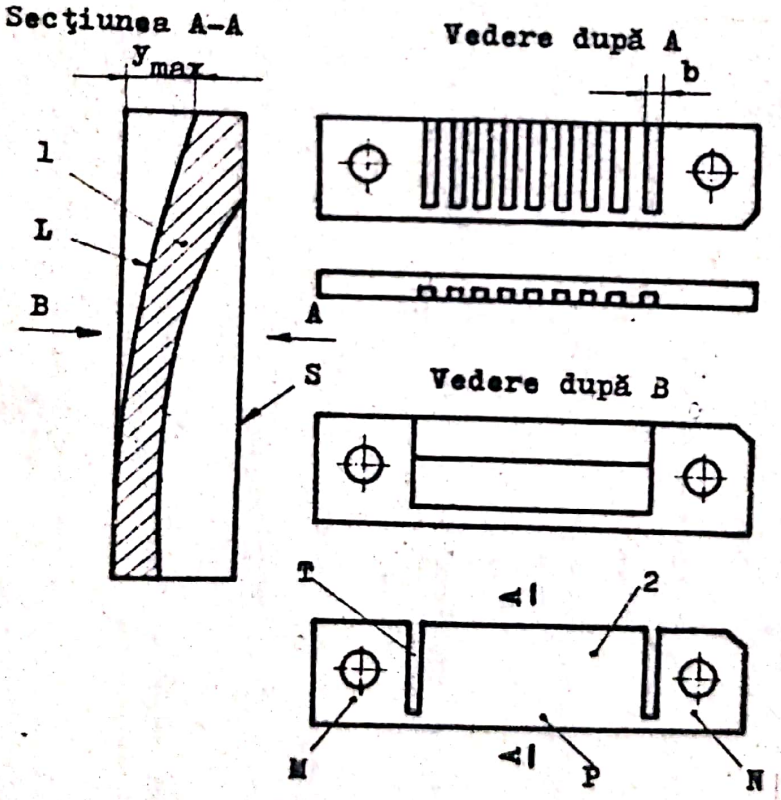


Fig.9.16

Piesa 1 este paralelipipedică; una din suprafeţe, S, este prevăzută cu canale pentru trecerea gazului şi are rol de sediu, iar o altă suprafaţă, L, este înclinată şi are rol de limitator.

Piesa 2 este piesa de închidere şi constă dintr-o lamelă subţire de oţel care are două tăieturi T. Capetele M şi N ale lamelei, precum şi porţiunea P opusă tăieturilor se fixează între piesele 1. Porţiunea lamelei dintre tăieturi este liberă pentru a se deforma sub acţiunea diferenţei de presiune şi a permite trecerea gazului (deschiderea supapei).

Prin asamblarea pieselor 1 şi 2 şi fixarea lor pe o placă circulară sau dreptunghiulară rezultă o supapă de aspiraţie sau de refulare. De regulă, ambele supape sînt fixate pe aceeaşi placă.

Secţiunea de trecere a gazului în lungul canalelor din supapă este aproximativ constantă. Deplasarea lamelei 2 faţă de sediul S este în schimb variabilă, fiind maximă la ieşirea gazului din supapă (y_{max}).

Aria secţiunii de trecere printr-o supapă cu i canale este

$$A_f = i\ b\ y_{max} \qquad (9.8)$$

unde b este lăţimea canalelor din sediu.

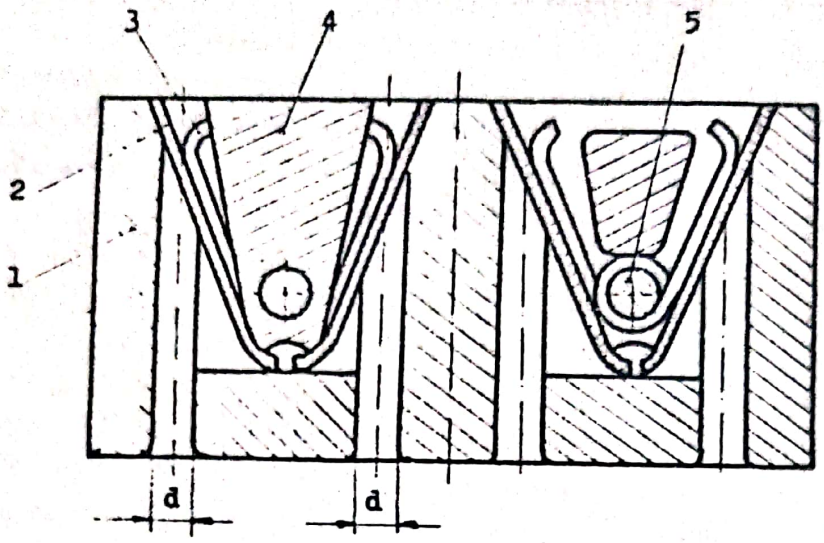
Aceste supape se utilizează la primele două trepte de comprimare. La presiuni mai mari lamela de închidere ar trebui să fie mai groasă şi prin deformarea necesară pentru deschiderea supapei ar fi supusă la tensiuni excesive, capabile să o deterioreze.

Supapele cu flux drept de tipul pentru presiune joasă oferă secţiuni de trecere mari şi rezistenţe gazodinamice mici. Ele prezintă şi următoarele dezavantaje: precizia ridicată şi complexitatea execuţiei; preţul de cost mai mare; consumul de metal mai important, supapa rezultată fiind mai grea în raport cu alte tipuri de supape.

Supapa cu flux drept pentru presiuni medii şi înalte se prezintă schematic în fig.9.17, în care, se disting: 1 - sediul ; 2 - lamela (piesa de închidere) ; 3 - arcul special; 4 - limitatorul de cursă; 5 - axul de asamblare. Piesele respective sînt redate separat în fig.9.18.

Sediul supapei 1 este de formă cilindrică; el are patru rînduri de orificii a şi două canale b de secţiune trapezoidală. Pe suprafeţele înclinate ale canalelor respective sînt apăsate lamelele 2 ale supapei.

Lamelele 2 sînt plasate în canalele din sediu, fiind



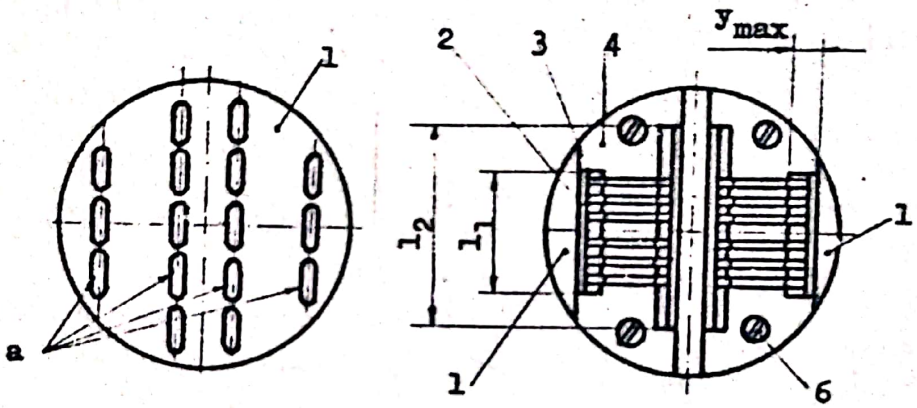


Fig.9.17

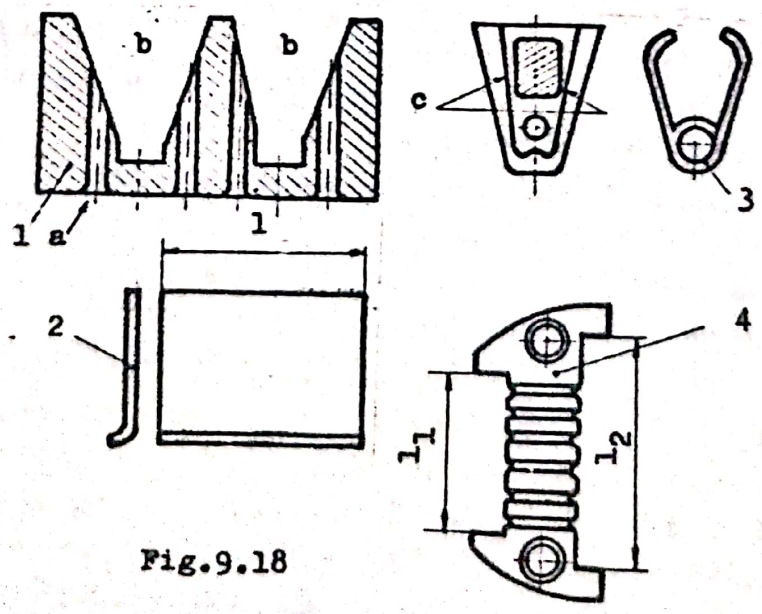


Fig.9.18

încastrate la partea inferioară, între limitatorul de cursă 4 şi sediul 1. Muchia inferioară este puţin curbată.

Arcurile speciale 3 sînt fixate pe axul 5 şi apasă lamelele supapei pe suprafeţele înclinate ale sediului.

Limitatoarele de cursă 4 sînt prevăzute în partea inferioară cu cîte un orificiu, în care intră axul cilindric 5.

Limitatoarele de cursă 4 împreună cu axele 5 şi cu arcurile 3 sînt introduse în canalele b şi fixate pe sediu cu ajutorul şuruburilor cu cap înecat 6 (fig.9.18).

Cînd supapa se deschide lamelele 2 se deformează în raport cu muchia inferioară şi se aplică pe suprafaţa limitatorului. Aria secţiunii de trecere prin supapă este

$$A_f = 2 (\ell_1 + \ell_2) y_{max} \qquad (9.9)$$

Supapele de aspiraţie şi de refulare sînt identice, dar, se montează diferit. Supapa de aspiraţie se montează cu orificiile a spre racordul de aspiraţie, iar supape de refulare se montează cu orificiile respective spre cilindru.

Avantajul acestui tip de supapă constă în traiectoria cvasirectilinie a fluxului de gaz prin ea, avînd ca urmare o rezistenţă gazodinamică relativ mică. De asemenea, supapa beneficiază de o durabilitate ridicată, deoarece deformaţiile elastice ale lamelelor sînt reduse. Construcţia supapei este însă relativ complicată.

i. Construcţii speciale

Perfecţionarea continuă a compresoarelor implică sporirea turaţiei, avînd ca efect micşorarea dimensiunilor de gabarit şi a costului reparaţiilor. In acest scop este necesar să se mărească secţiunile de trecere şi durabilitatea supapelor. Majoritatea secţiunilor de trecere prin supapă trebuie realizată fără a modifica spaţiul aferent acesteia. Creşterea duratei de funcţionare depinde de reducerea frecărilor aferente piesei de închidere şi de amortizarea şocurilor la aşezarea acesteia pe limitatorul de cursă sau pe sediu.

Supapa cu disc flexibil (fig.9.19) se caracterizează prin aceea că discul 1 este fixat elastic de inelul interior 2, cu grosimea de 2...3 mm, prin intermediul a două braţe flexibile, cu grosimea de cca 1 mm. Inelul interior 2 este fixat între inelul de distanţare şi sediu, în timp ce discul 1 se poate deplasa fără frecare şi prin urmare, fără uzură.

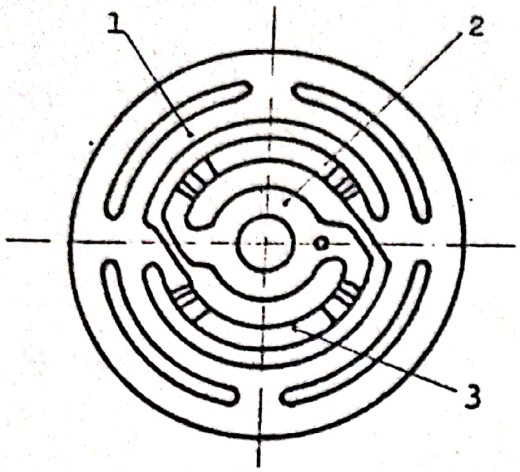


Fig.9.19

Supapele cu disc flexibil sînt indicate pentru construcţiile mari, cu diametrul exterior pînă la 7oo mm şi masa de 4,5 kg, la care, se are în vedere că uzura ar putea creşte şi sub acţiunea masei discului.

Supapele concentrice (fig. 9.2o),la care supapa de aspiraţie 1 este plasată în mijloc, iar supapa de refulare 2 la periferie, au aceeaşi axă de

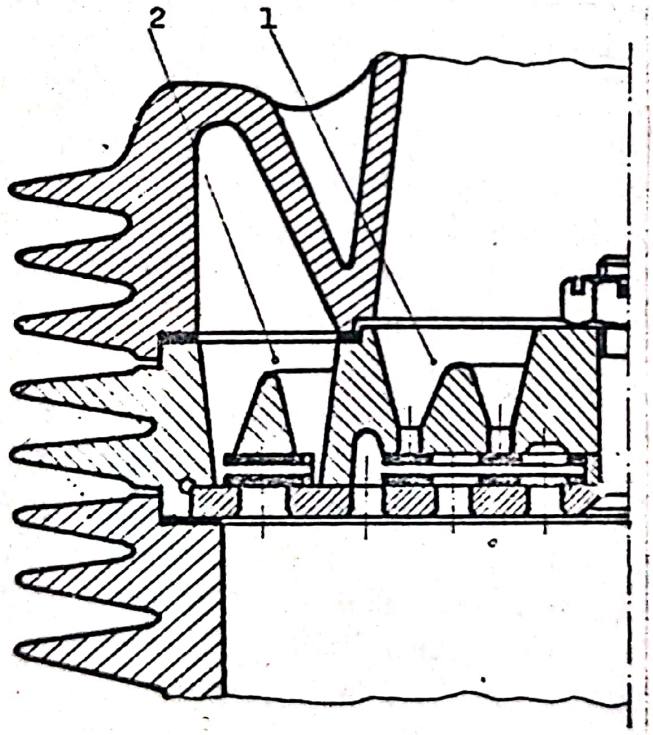


Fig.9.20

simetrie, care coincide cu axa cilindrului.

Plasarea supapei de refulare spre exterior este convenabilă sub aspectul evacuării căldurii de la gazul comprimat spre mediul de răcire. La compresoarele frigorifice supapele concentrice se dispun invers, adică supapa de refulare este în mijloc, pentru a se preveni condensarea vaporilor.

Avantajele supapelor concentrice sînt următoarele: folosi-

rea bună a secţiunii transversale a cilindrului; curgerea simetrică a gazului sau vaporilor; spaţiul mort redus; pierderile gazodinamice mici; uzura redusă. Ca dezavantaje se consideră construcţia complicată şi etanşarea dificilă.

Aceste supape se utilizează la compresoare mici, rapide.

Supapele etajate se caracterizează prin aceea că, pentru folosirea mai bună a spaţiului disponibil, cele două supape se suprapun. Se utilizează două soluţii constructive: supape cu dispoziţie în etaje (fig.9.21) şi supape cu dispoziţie în turn (fig.9.22).

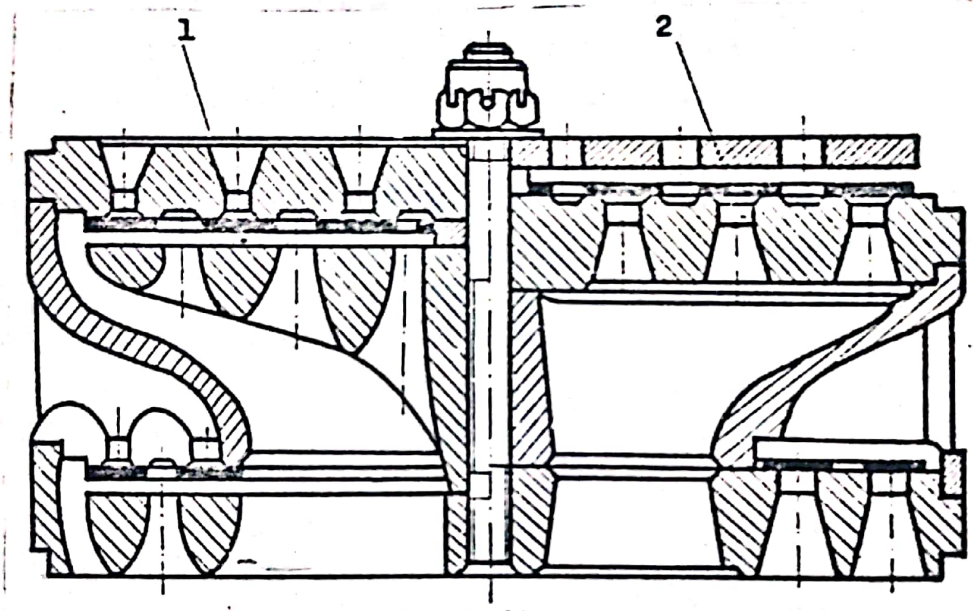


Fig.9.21

Supapele dispuse în turn se compun din mai multe supape cu o singură trecere. Ele prezintă inconvenientele legate de spaţiul mort mare şi de imposibilitatea plasării unui dispozitiv cu gheare pentru reglarea productivităţii prin menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie 1.

9.2.3 Dispunerea supapelor

Dispunerea supapelor depinde de forma pistonului, de construcţia cilindrului şi a chiulasei, de răcirea compresorului, precum şi de alte particularităţi constructive ale acestuia. Supapele pot fi dispuse în chiulasă, în cămaşa cilindrului, între chiulasă şi cilindru (supapele concentrice) sau în partea frontală a pistonului (supapa de aspiraţie la compresoare frigorifice).

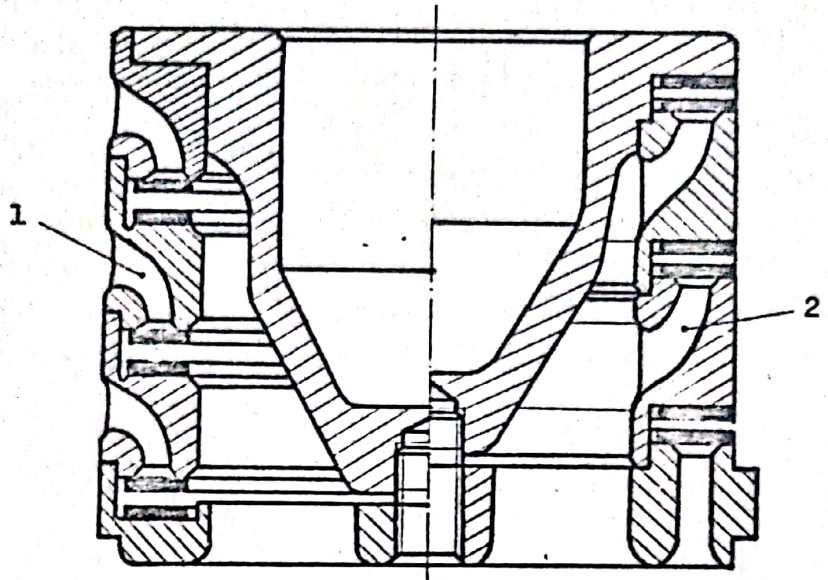


Fig.9.22

Cerinţele care trebuie satisfăcute sînt următoarele: secţiuni mari de trecere prin supape şi canale; spaţiu mort mic; pierderi reduse prin turbioane; încălzire slabă a fluidului aspirat; reparaţie simplă a cilindrului şi a chiulasei; montarea uşoară a supapelor.

Montarea supapei (fig.9.23) se bazează pe apăsarea sediului ei 1 în locaşul 6 din chiulasă, cu ajutorul unui şurub 3, prevăzut cu cap tetraedric şi montat într-un capac 4, prin intermediul unui clopot 5. De obicei, capacul 4 se prezintă ca o placă pătrată, centrată în locaş şi fixată cu prezoanele 7. Sediul supapei este centrat în locaşul din chiulasă, care este prevăzut cu un prag şi cu inel de etanşare.

La montare, întîi se aşează supapa în locaş, apoi se pun deasupra ei clopotul 5 şi capacul 4, şurubul 3 fiind desfăcut. După ce se strîng piuliţele prezoanelor 7 care fixează capacul 4 pe chiulasă se strînge şi şurubul 3, care apasă supapa, prin intermediul sediului, în locaşul din chiulasă şi asigură etanşeitatea.

Piuliţa 8 este prevăzută cu un inel de etanşare pentru a elimina pierderile de fluid prin filetul şurubului 3.

In cazul aceleiaşi trepte, supapele de aspiraţie şi de refulare au dimensiunile suprafeţelor de centrare egale. Supapele respective se disting numai prin înălţimea diferită a clopotului şi prin poziţia suprafeţei sediului faţă de cilindru (fig.9.24,.. ,9.26).

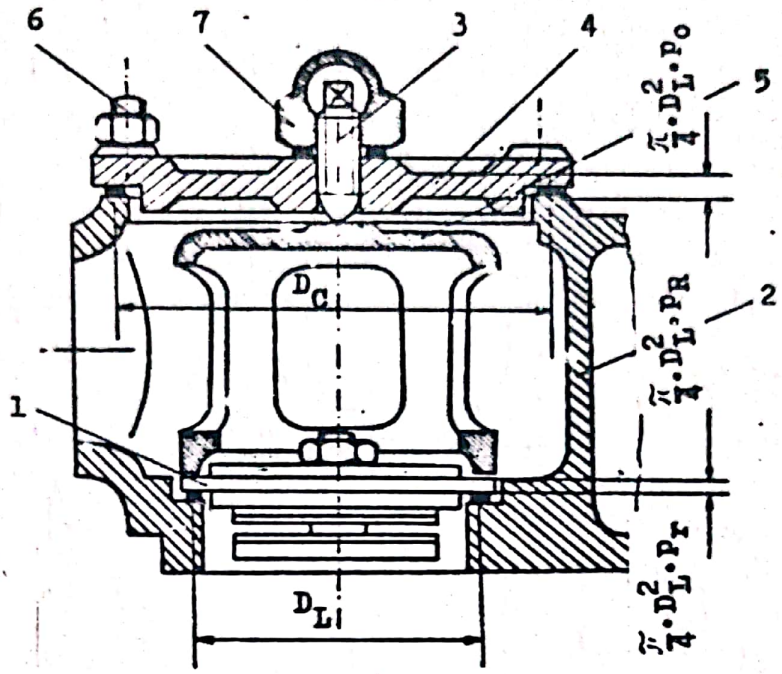


Fig.9.23

Solicitarea mecanică este maximă în şurubul supapei de aspiraţie în faza de refulare şi în sediul supapei de refulare în faza de aspiraţie.

Forţa maximă preluată de şurubul supapei de aspiraţie în faza de refulare la o treaptă oarecare j va fi:

$$F_a = (p_{I_{j-1}} - p_o) \frac{\pi}{4} D_C^2 + (p_{r_j} - p_{I_{j-1}}) \frac{\pi}{4} D_L^2 \qquad (9.10)$$

Pentru treapta 2 rezultă:

$$F_a = (p_{I_1} - p_o) \frac{\pi}{4} D_C^2 + (p_{r_2} - p_{I_1}) \frac{\pi}{4} D_L^2 \qquad (9.11)$$

Forţa maximă care solicită sediul supapei de refulare în faza de aspiraţie în cazul treptei j va fi:

$$F_r = (p_{I_j} - p_{a_j}) \frac{\pi}{4} D_L^2 \qquad (9.12)$$

In relaţia precedentă se consideră că presiunea acţionează pînă la mijlocul suprafeţei de etanşare.

Solicitarea maximă a sediului supapei de refulare se produce la ultima treaptă, cînd compresorul este oprit. In timp ce contrapresiunea este maximă, p_R, presiunea din cilindru este p_o, datorită neetanşeităţii segmenţilor.

Se menţionează că la determinarea solicitării şuburilor şi sediului trebuie să se ia în consideraţie şi forţa cu

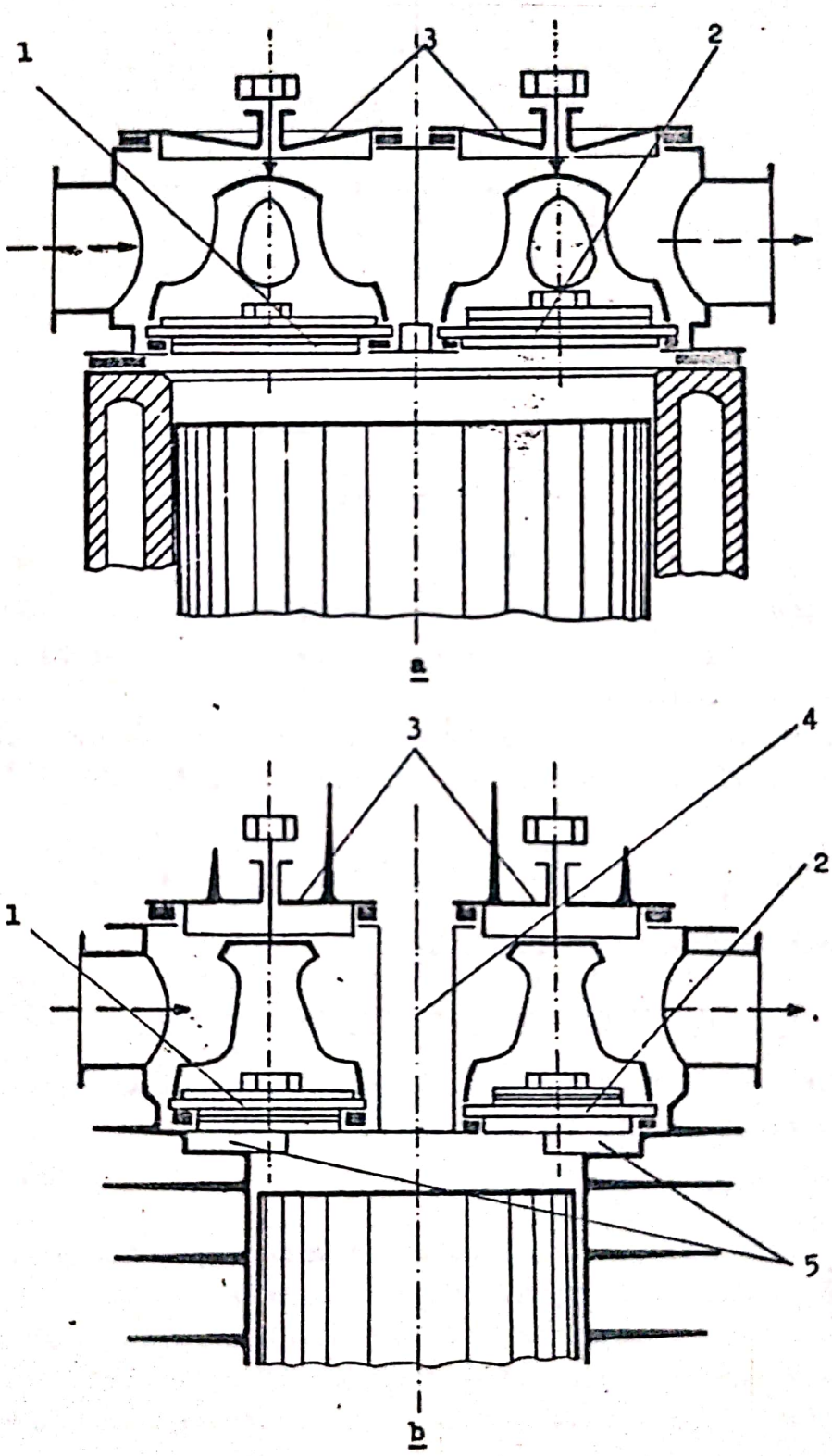


Fig.9.24

Scanned with OKEN Scanner

care şurubul 3 apasă sediul supapei în locaşul de etanşare din chiulasă.

a. Supapele dispuse în chiulasă se întîlnesc, îndeosebi, la compresoare cu piston plonjor. In funcţie de poziţia relativă a axei supapei faţă de axa cilindrului se disting: supape paralele, supape oblice şi supape în opoziţie.

Supapele paralele (fig.9.24 a şi b) necesită un spaţiu de montaj foarte redus. Compactitatea construcţiei şi dispunerii celor două supape determină un spaţiu mort minim (fig. 9.24 a). Pentru fixarea supapelor în chiulasă se prevăd capacele 3. In cazul răcirii cu aer (fig.9.24 b) se prevede o canalizaţie intermediară 4 prin care se asigură o circulaţie a aerului de răcire. In acest fel se uşurează răcirea supapelor şi se micşorează încălzirea gazului la aspiraţie. In schimb, îndepărtarea celor două supape implică prevederea unor spaţii 5 pentru trecerea gazului şi ca urmare, se măreşte spaţiul mort. La compresoare mari, supapele se plasează într-o chiulasă (fig.9.24 a). La compresoare mici, ele se plasează în locaşuri adecvate din capul cilindrului propriu-zis (9.24 b).

Supapele oblice (fig.9.25) au axele dispuse la 45° faţă de axa cilindrului. Montajul respectiv permite prevederea unor secţiuni mari de trecere prin supape. Pentru a nu se majora spaţiul mort, partea frontală a pistonului este profilată (calotă sferică). Execuţia pistonului devine mai com-

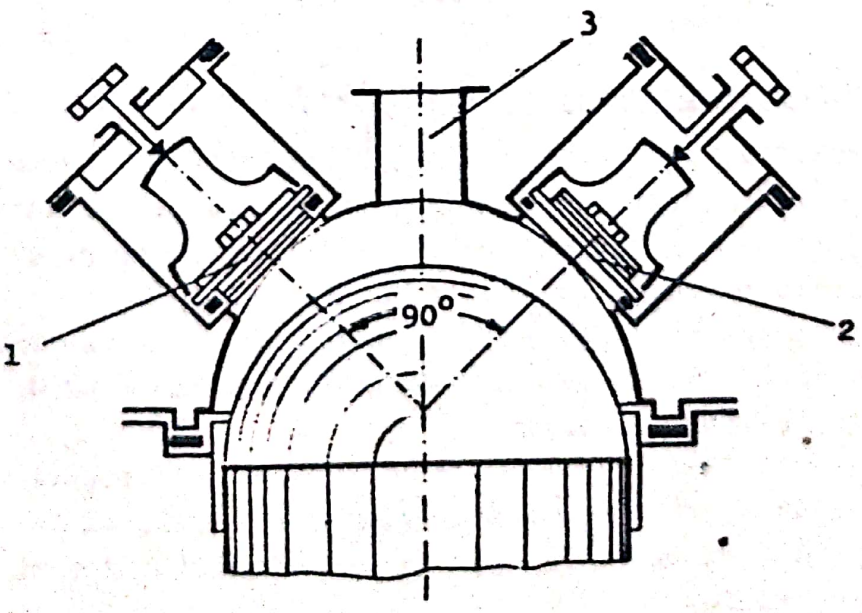


Fig.9.25

plicată, iar masa lui mai mare. Racordul 3 serveşte pentru plasarea unui dispozitiv de reglare a productivităţii prin modificarea spaţiului mort.

Supapele în opoziţie (fig.9.26) au axele perpendiculare pe axa cilindrului. Asemenea supape se plasează în chiulasa ultimei trepte, la care, din cauza presiunilor ridicate, au dimensiuni relativ mari. Treapta respectivă este realizată din oţel şi pentru simplificarea execuţiei, adesea, nu are suprafeţe speciale de răcire. De aceea, prezintă inconvenientul încălzirii gazului la spiraţie. Totodată, se observă că spaţiul mort este relativ mare.

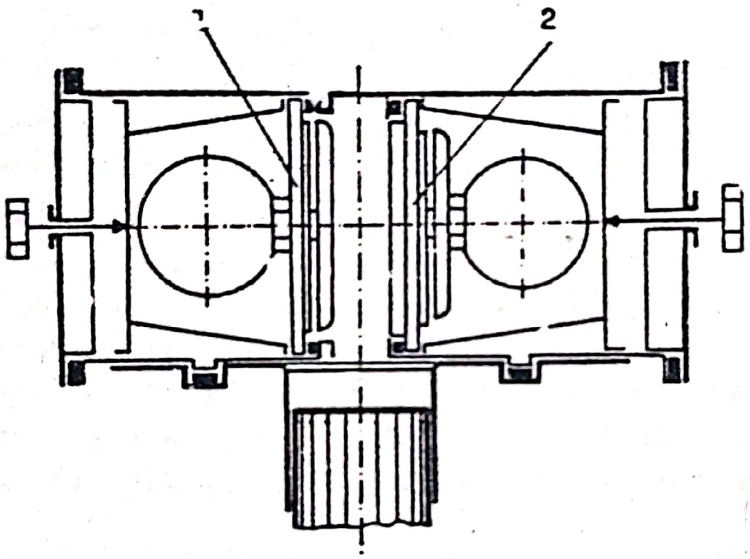


Fig.9.26

b. Supapele concentrice (fig.9.27,...,9.31) sînt fixate prin intermediul unei capace, care apasă sediile lor pe suprafeţe inelare de centrare-etanşare, prevăzute în cilindru. Cilindrul şi respectiv, spaţiile de aspiraţie şi de refulare sînt etanşate prin suprafeţe de centrare adecvate.

Compresoarele de aer au supapa de aspiraţie centrală(fig. 9.27). Filtrul este plasat în chiulasă, iar racordul de aspiraţie este de lungime minimă.

Răcirea cu apă (fig.9.27 şi 9.28) se realizează prin spaţii profunde, pentru a reduce încălzirea gazului la aspiraţie. Prevederea acestor spaţii este mai dificilă decît la supapele paralele.

Răcirea cu aer necesită prevederea unor aripioare de răcire pe periferia supapei (fig.9.2o). Construcţia poate fi

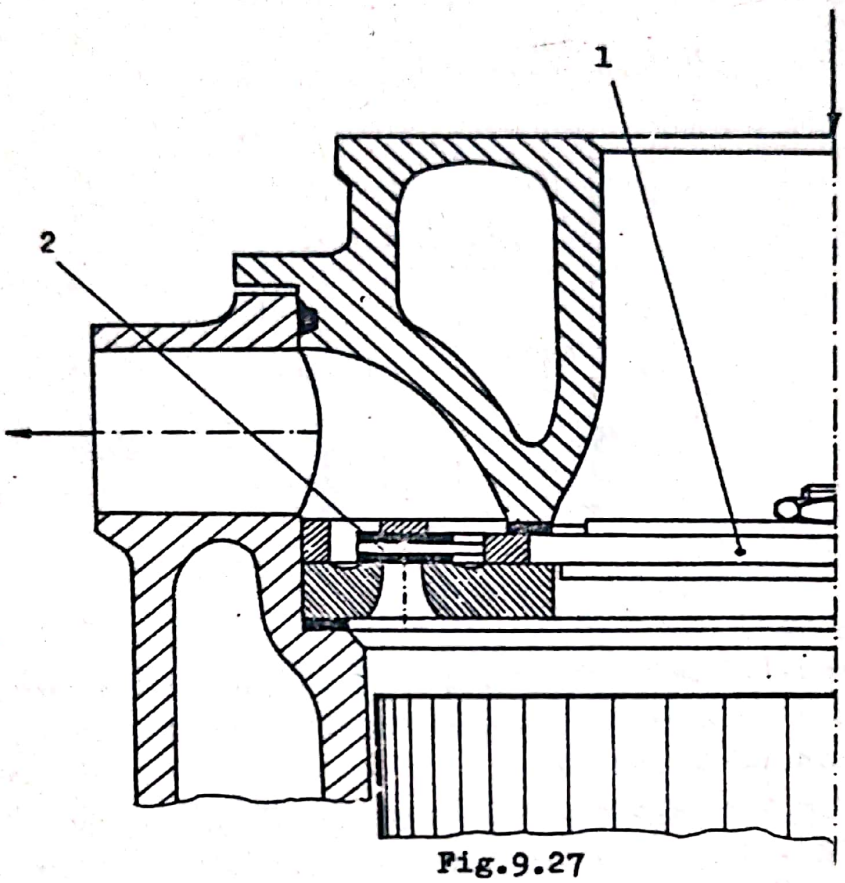


Fig.9.27

mai simplă (fig.9.29). In acest caz, gazul aspirat va fi ex-

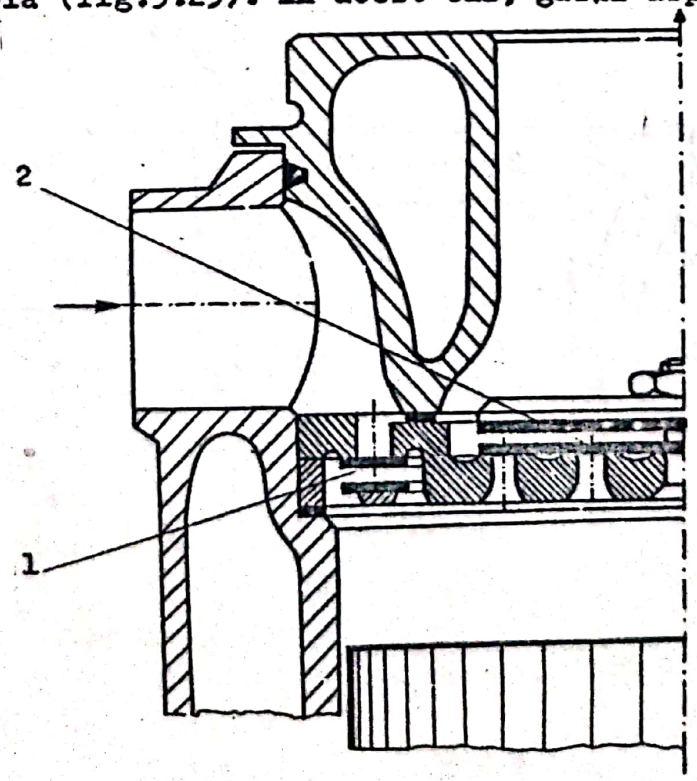


Fig.9.28

Scanned with OKEN Scanner

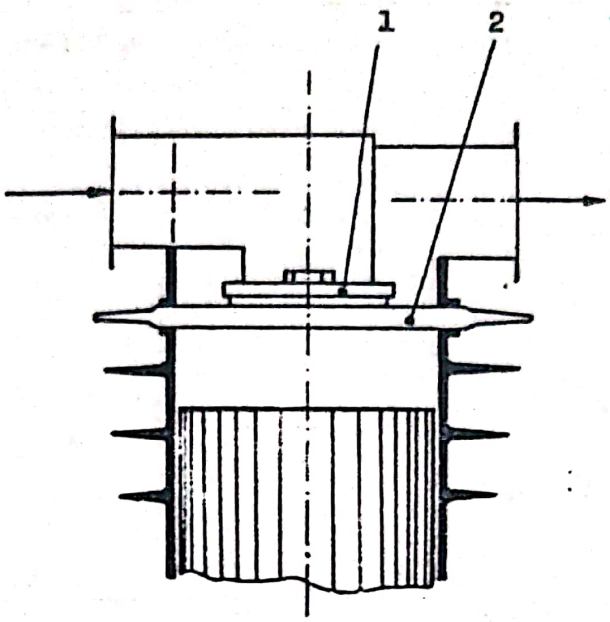


Fig.9.29

pus unei încălziri mai intense, deoarece canalizaţia de aspiraţie ocupă o poziţie centrală şi nu este izolată termic faţă de canalizaţia de refulare.

Dacă supapa de aspiraţie 1 se plasează sub supapa de refulare 2 (fig.9.3o), canalizaţiile de aspiraţie 3 şi de refu-

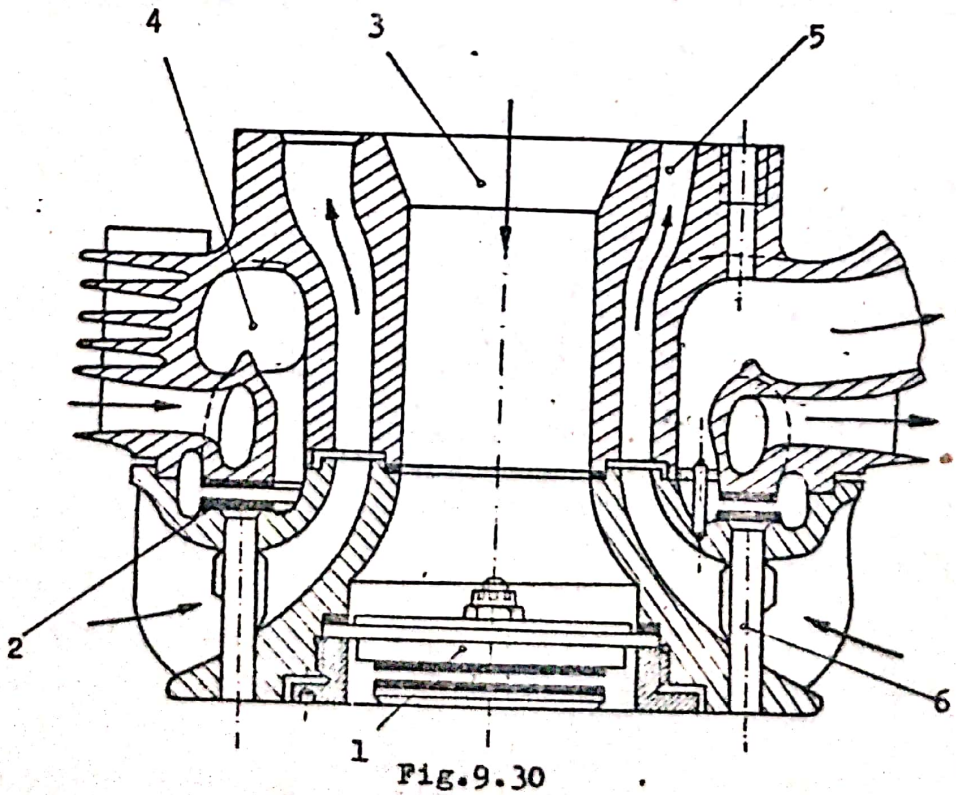


Fig.9.30

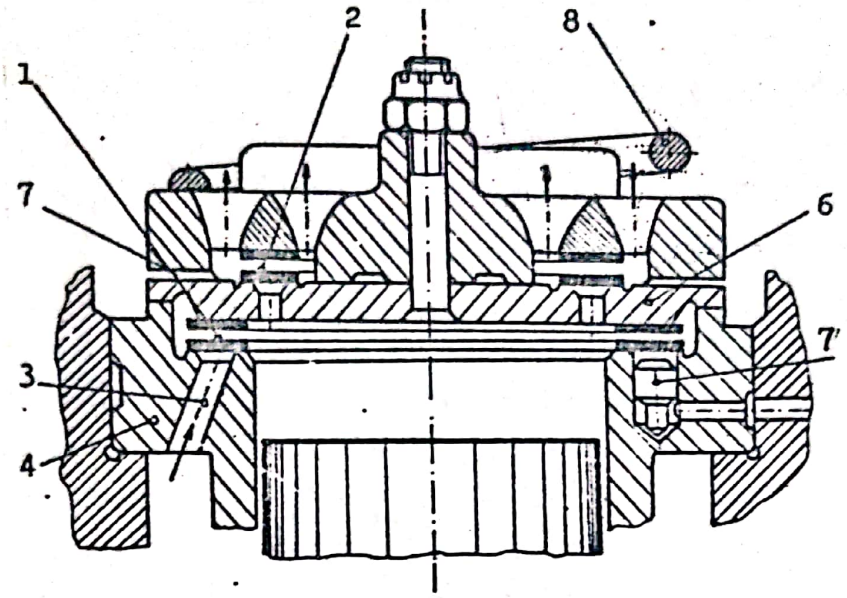


Fig.9.31

lare 4 pot fi izolate termic între ele prin prevederea unei canalizaţii inelare 5 pentru circulaţia aerului de răcire. Gazul este refulat spre supapa de refulare prin ţevile 6, insertizate în chiulasa inferioară. In acest caz, majorarea spaţiului mort este compensată de avantajul legat de evitarea încălzirii gazului la aspiraţie.

Compresoarele frigorifice au adesea supapa de aspiraţie 1 prevăzută cu orificiile 3 din sediu (fig.9.31), practicate în bordura 4 a bucşei cilindrului. In acest caz, reglarea prin menţinerea deschisă a inelului supapei de aspiraţie se realizează cu ajutorul pistonaşelor 5. Sediul 6 al supapei de refulare 2 serveşte şi ca limitator de cursă pentru supapa de aspiraţie. El are o serie de canale 7 pentru drenarea uleiului şi este apăsat pe bordura 4 a bucşei cilindrului de către un arc 8. In acest fel, se previne blocarea pistonului în vecinătatea PMI în cazul condensării vaporilor agentului frigorific.

C. <u>Supapele dispuse în cămaşa cilindrului</u> se utilizează la compresoarele cu piston diferenţial sau cu dublu efect. In asemenea cazuri, o mare parte din baza cilindrului este ocupată de tija pistonului şi de presetupă. Există două soluţii constructive: supape plasate în cămaşa cilindrului cu axele perpendiculare pe axa cilindrului şi supape cu axele paralele cu axa cilindrului.

<u>Supapele normale pe axa cilindrului</u> (fig.9.32) la treptele

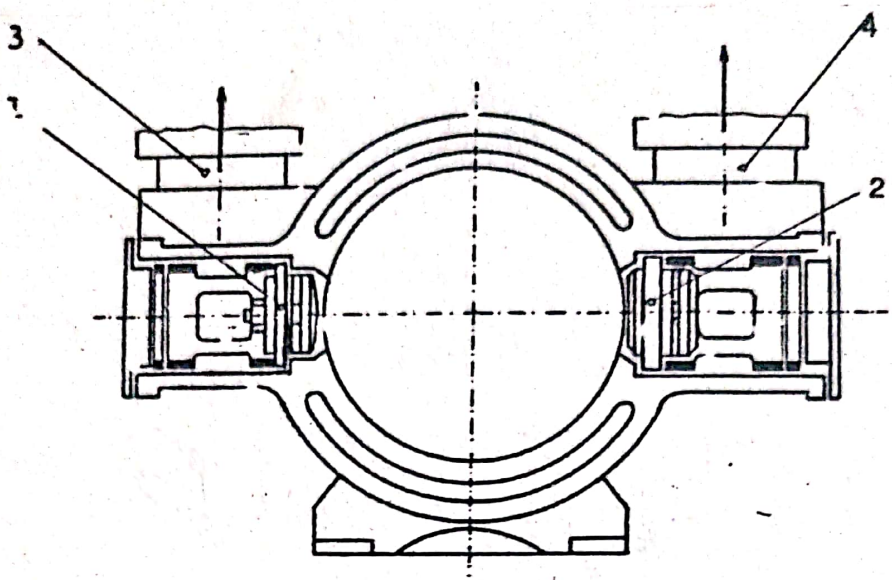


Fig.9.32

cu simplu efect pot fi scoase fără să se demonteze conductele de aspiraţie şi de refulare, deoarece racordurile de aspiratie şi de refulare comunică prin canalizaţii adecvate cu conductele respective. Compresoarele cu două trepte având piston diferenţial au sediul supapei astfel profilat încît să permită extragerea bolţului (axului) pistonului din locaş. Compresoarele cu dublu efect au spaţiile de aspiraţie şi de refulare de la ambele compartimente cuplate la racorduri comune de aspiraţie şi de refulare. In acest fel, demontarea conductelor de aspiraţie 3 şi de refulare 4, precum şi repararea cilindrului se simplifică. Pentru a se evita apariţia unor tensiuni termice unilaterale, datorită temperaturilor diferite în zonele celor două supape, spaţiile de aspiraţie şi de refulare trebuie să se plaseze pe ambele laturi ale cilindrului. Cheltuielile necesare pentru plasarea a patru racorduri la fiecare cilindru se justifică numai la cilindri de dimensiuni mari.

Supapele paralele cu axa cilindrului (fig.9.33) se plasează într-o casetă specială a cilindrului şi se fixează cu aceeaşi tijă filetată 3. Supapele se pot plasa pe toată periferia cilindrului, rezultînd secţiuni de trecere mari. Soluţia prezintă următoarele dezavantaje: construcţia complicată a cilindrului; spaţiu mort mare; încălzirea intensă a gazului aspirat (supapele de aspiraţie 1 şi de refulare 2 comunică cu cilindrul printr-un racord comun, 4).

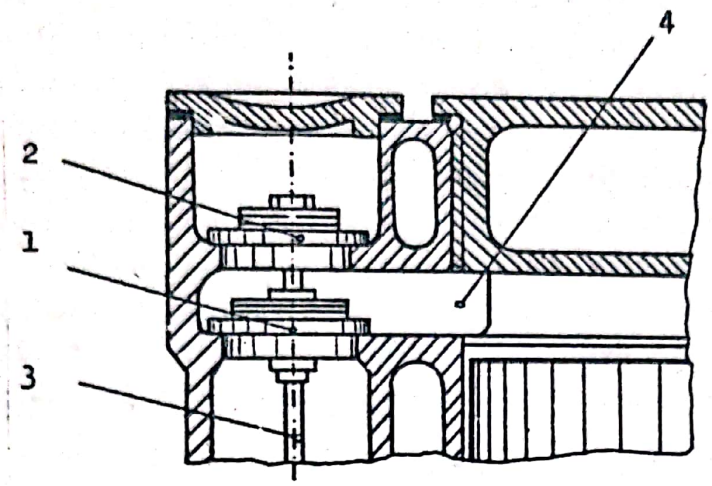


Fig.9.33

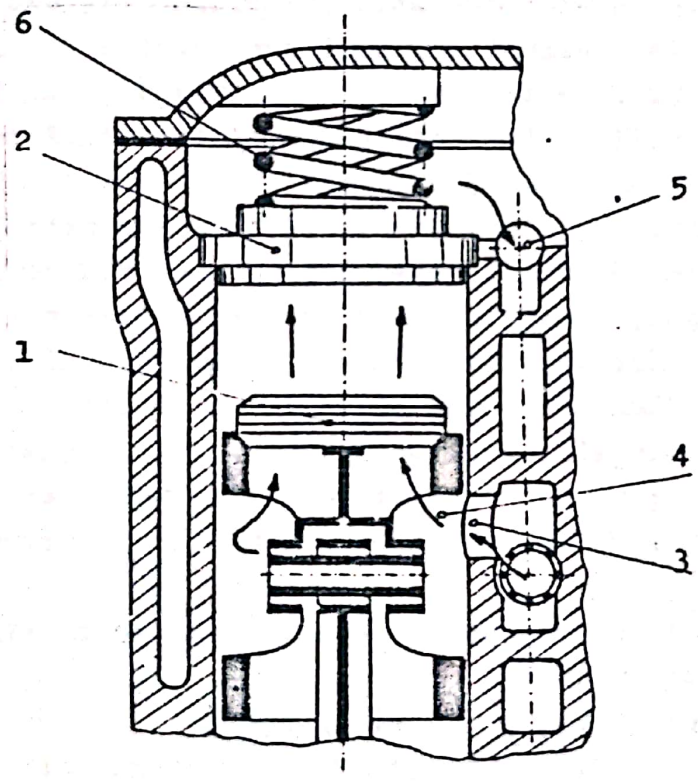


Fig.9.34

d. Supapa de aspiraţie plasată pe piston (fig.9.34), în partea frontală a acestuia, se utilizează îndeosebi la compresoare frigorifice. Vaporii de agent frigorific se aspiră prin ferestrele 3 de pe periferia cilindrului, trec prin golurile 4 ale pistonului şi intră în cilindru prin supapa de aspiraţie 1. După comprimare, vaporii trec prin supapa de refulare 2, în canalizaţia 5. Se realizează astfel o curgere în echicurent,

dinspre supapa de aspiraţie spre supapa de refulare. Soluţia oferă următoarele avantaje: încălzirea fluidului aspirat este mult mai slabă decît la supapele paralele; secţiunea de trecere a supapei este de oca două ori mai mare; spaţiul mort este minim; coeficientul de debit este ridicat; forţe de inerţie a discului contribuie la deschiderea şi la închiderea supapei. Supapa de refulare este apăsată pe sediul din cilindru de către un arc 6. Astfel, ea are rol şi de supapă de siguranţă pentru cilindru; în eventualitatea condensării vaporilor de agent frigorific se evită producerea şocurilor în P.M.I.

9.2.4. Dimensionarea supapelor.

a. Alegerea supapelor

Factorii care se iau în consideraţie la alegerea construcţiei şi tipului supapei la fiecare treaptă de comprimare:

a. Presiunea gazului la aspiraţie şi la refulare în treapta respectivă. La presiuni mai mari construcţia supapei trebuie să fie mai rezistentă. De aceea, la treptele de înaltă presiune nu se utilizează supape cu lamelă elastică sau cu flux drept pentru presiune joasă.

b. Productivitatea la aspiraţie în treapta respectivă. Dacă productivitatea este mai mare, la aceleaşi viteze de curgere prin fanta supapei, capacitatea de trecere a acesteia trebuie să fie mai mare. Treptele cu productivitate mare sînt prevăzute cu supape cu flux drept sau cu lamelă elastică.

c. Construcţia şi dimensiunile locaşurilor pentru dispunerea supapelor. Dimensiunile exterioare ale supapelor trebuie să fie în concordanţă cu spaţiile disponibile pentru plasarea lor.

De regulă, tipul supapelor se corelează cu construcţia cilindrului de comprimare.

b. Parametrii comparativi ai supapelor

a. Mărimea relativă a secţiunii de trecere prin fanta supapei A_f/A_C, unde A_C este aria suprafeţei ocupate de supapă, delimitată de conturul ei exterior; caracterizează gradul de utilizare a suprafeţei totale ocupate de supapă.

b. Rezistenţa gazodinamică a supapei,

$$\Delta p_s = \zeta_f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_f^2 \qquad (9.13)$$

unde:

ζ_f - este factorul de rezistenţă gazodinamică raportat la

aria fantei de trecere prin supapă;

ρ_f - densitatea medie a gazului care curge prin supapă,

w_f - viteza gazului prin fanta supapei.

c. Masa relativă a supapei, m_s/A_f, unde m_s este masa supapei; caracterizează cheltuielile pentru execuţia supapei.

d. Spaţiul mort al supapei în raport cu aria fantei, V_{o_s}/A_f, unde V_{o_s} este volumul spaţiului mort din supapa propriu-zisă (volumul spaţiilor din supapă în partea dinspre cilindru pînă la piesa de închidere).

e. Masa relativă a piesei de închidere, m_d/A_s, unde m_d este masa piesei de închidere şi A_s - aria secţiunii de trecere prin sediu. In cazul unor acceleraţii identice, parametrul respectiv caracterizează forţa de inerţie a piesei de închidere şi solicitările care apar în această piesă datorită şocurilor.

In tabelul 9.1 se prezintă valorile uzuale ale parametrilor caracteristici pentru principalele tipuri de supape.

Parametrii constructivi cei mai importanţi sînt: cursa piesei de închidere, masa piesei de închidere, forţa din arcul supapei complet deschise, strîngerea iniţială şi rigiditatea arcului.

Tabelul 9.1

Tipul supapei	y_{lim} mm	A_f / A_C
1.- cu taler plan	1 1	0,04...0,05
2.- cu taler conic	2 2	0,050(asp.) 0,025(ref.)
3.- cu taler sferic	2,0...2,2	0,167
4.- cu inele	2,5 (asp.) 2,0 (ref.)	0,13 (tr.1) 0,12 (tr.2)
5.- cu disc	0,6...14	0,2
6.- cu lamelă elastică	y_{max}= 4,5...4,7	0,28 (tr.1) 0,10 (tr.2)
7.- cu flux drept de joasă presiune	1,75	0,12 (tr.1) 0,07 (tr.2)
8.- cu flux drept de medie şi de înaltă presiune	1,3	0,14

(continuare tabelul 3.1)

	$\frac{m_s}{A_T}$	$\frac{V_{o_s}}{A_T}$	$\frac{m_d}{A_s}$
1.	o,2	1,7 (asp) 4,o (ref.)	7,5
2.	o,3 (asp.) o,4 (ref.)	0	1o,o 7,5
3.	o,o33	5,5 (asp.) 1,8 (ref.)	1,1
4.	o,16...o,17	15,6 (asp.) 21,6 (ref.) 18,5 (asp.) 2o,6 (ref.)	2,2 2,35
5.			
6.	o,15 o,35	3,6 (asp.) 3,o (ref.) 5,3 (asp.) 3,8 (ref.)	7,7(asp) 8,9(ref.) 9,3 (asp.) 1o,6 (ref.)
7.	o,2 o,3	1,5 (asp.) 5,9 (ref.) 1,5 (asp.) 5,2 (ref.)	o,35 o,47 o,36 o,49
8.	0,07	1,o3 (asp.) 1,21 (ref.)	2,35

C. <u>Dimensionarea canalelor de curgere a gazului prin supape</u>

Dimensiunile raţionale ale canalelor supapelor trebuie să asigure valori minime pentru şocul la aşezarea discului pe sediu şi pe limitator, precum şi pentru pierderile de presiune. Aceste mărimi sînt strîns legate de viteza medie a pistonului.

Condiţiile de şoc cît mai mic la aşezarea discului pe limitator sînt:

Scanned with OKEN Scanner

- viteza medie a pistonului mai redusă;
- masa mobilă a supapei mai mică;
- secţiunea totală de curgere a gazului prin supapă mai uniform distribuită (pe mai multe canale, deci pe mai multe inele de închidere);
- secţiunea de curgere a gazului, aferentă unui inel de închidere, cît mai mică;
- canalele de curgere a gazului mai înguste, concentrice, dar nu circulare.

Pierderile de presiune la aspiraţie şi la refulare se resimt prin pierderi energetice şi volumice. Ele sînt direct proporţionale cu pătratul vitezei de curgere a gazului.

Viteza medie de curgere a gazului prin canalele din sediu se obţine aplicînd ecuaţia de continuitate într-o secţiune din interiorul cilindrului şi într-o secţiune din canalele din sediu. Rezultă:

$$w_{s\ med} = \frac{A_p}{A_s} \cdot w_{p\ med} \qquad (9.14)$$

unde A_s este aria secţiunii totale de trecere prin canalele din sediu.

Se observă că reducerea şocului la aşezarea discului pe sediu sau pe limitator implică micşorarea secţiunii A_s, dar are ca efect mărirea vitezei $w_{s\ med}$ şi, ca urmare, creşterea pierderilor energetice şi volumice la curgerea gazului prin supapă. De aceea, secţiunea A_s se determină luînd în consideraţie corelaţia dintre vitezele $w_{p\ med}$ şi $w_{s\ med}$.

Raportul A_p/A_s depinde de nivelul treptei de comprimare sau de dimensiunile compresorului, valoarea secţiunii A_s fiind determinată de posibilităţile tehnologice.

Observaţii:

a. Raportul A_p/A_s este mai mic la compresoare mici, deoarece secţiunea A_s nu poate fi realizată constructiv sub o anumită valoare.

b. Viteza $w_{s\ med}$ este mai mare la compresoare mici pentru a nu fi necesară o viteză $w_{p\ med}$ prea redusă.

c. Pierderile de presiune depind şi de densitatea gazului. Deci, vitezele $w_{s\ med}$ sînt mai mici la gaze sau la vapori cu densitate mai mare.

Se consideră o supapă cu disc de etanşare (fig.9.35) pentru care $b_1 = b_2$. Se exprimă ariile:

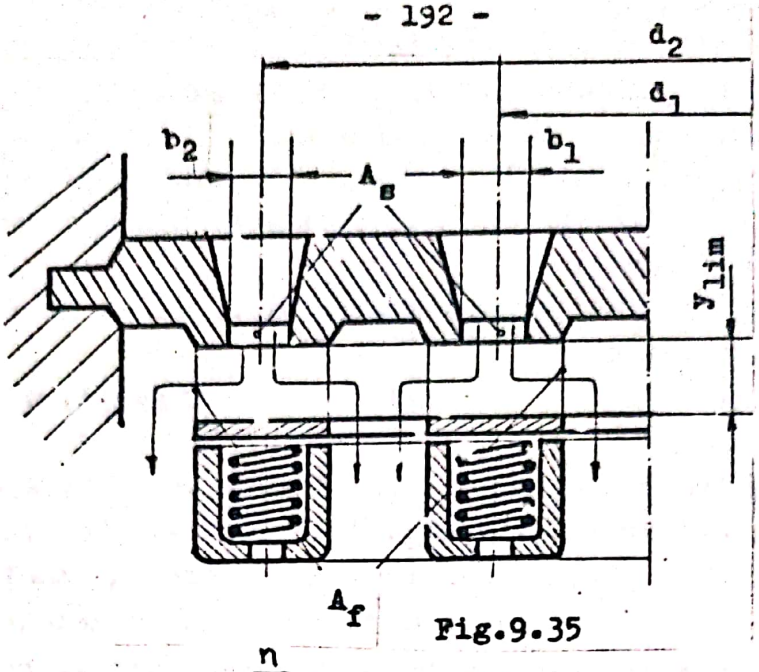


Fig.9.35

$$A_s = \pi . b . \sum_{1}^{n} d \qquad (9.15)$$

$$A_f = 2 \pi . y_{lim} . \sum_{1}^{n} d \qquad (9.16)$$

Se defineşte coeficientul de deschidere al supapei prin raportul:

$$\xi = \frac{A_f}{A_s} = 2 \frac{y_{lim}}{b} \qquad (9.17)$$

De regulă, $\xi = 0{,}3 \ldots 1{,}0$.

In cazul compresoarelor de debite medii şi mari b = 7...11 mm. Pentru alegerea cursei maxime a supapei, y_{lim}, se consideră ecuaţia de continuitate, aplicată în secţiunea A_f a fantei supapei şi în secţiunea A_p a cilindrului, din care rezultă:

$$A_f = \frac{w_{p\ med}}{n_f . w_{f\ med}} . A_p \qquad (9.18)$$

unde n_f este numărul de fante.

Valorile A_p şi $w_{p\ med}$ sînt deja cunoscute de la stabilirea dimensiunilor principale ale cilindrului.

Viteza medie a fluidului prin fanta supapei este $w_{f\ med}$ = 7...35 m/s şi depinde de următorii factori: natura fluidului, caracteristicile treptei de comprimare (presiune, debit) şi destinaţia supapei. Valorile inferioare sînt caracteristice turaţiilor mari.

Cursa maximă a piesei de închidere a supapei, y_{lim}, se alege în funcţie de mai mulţi parametri: presiunea fluidului, turaţia compresorului, mărimea secţiunii de curgere şi intervalul de timp necesar pentru deschiderea completă a supapei.

Se observă că la compresoarele cu turaţii mari timpul necesar pentru deschiderea supapei trebuie să fie mai redus. Ca urmare, în asemenea cazuri, cursa maximă a supapei trebuie să fie mai mică. In general, $y_{lim} = 0{,}6...14$ mm.

Diametrele $d_1, d_2, ..., d_n$ se aleg constructiv, astfel încît, să fie satisfăcute şi condiţiile de rezistenţă mecanică a materialului sediului. De obicei, supapele sînt tipizate şi se construiesc cu fante dispuse pe unul, două sau trei diametre.

In cadrul aceleiaşi trepte de comprimare, distincţia principală dintre supapa de aspiraţie şi supapa de refulare constă în cursa maximă y_{lim} a piesei de închidere. Astfel, cursa $y_{lim\ r}$ la supapa de refulare trebuie să fie mai mică decît cursa $y_{lim\ a}$ la supapa de aspiraţie. Această cerinţă pleacă de la condiţia ca durata de închidere a supapei de refulare să fie mai mică, pentru a preveni revenirea gazului din racordul de refulare în cilindru, după trecerea pistonului prin P.M.I. Astfel, în fig.9.36 se observă că, dacă supapa de refulare se închide cu întîrziere (linia continuă), faza de destindere se prelungeşte (3-4') ca şi cum compresorul ar funcţiona cu un

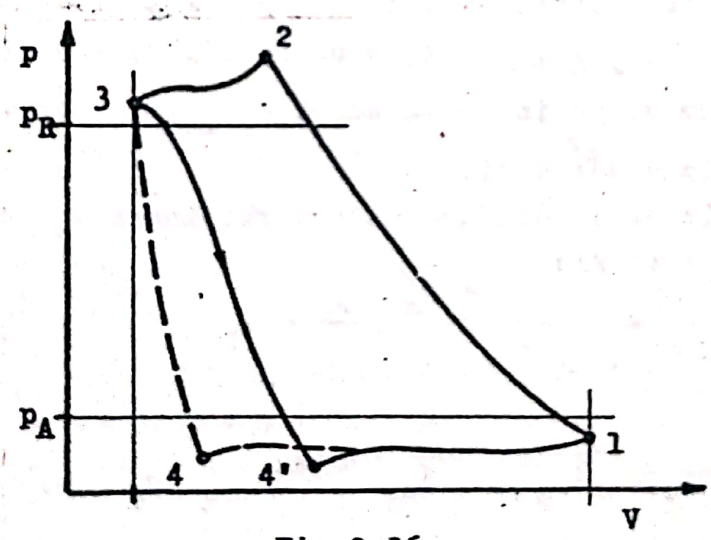


Fig.9.36

spaţiu mort majorat. Ca urmare, volumul de gaz aspirat se reduce şi productivitatea compresorului scade.

De altfel, posibilitatea ca $y_{lim\ r} < y_{lim\ a}$ se explică şi prin aceea că volumul de gaz refulat este mai mic decît cel aspirat, datorită comprimării. De aceea, de exemplu $y_{lim\ r} = \left(\frac{1}{3} \dots \frac{1}{2}\right) y_{lim\ a}$. Deci, înălţimea supapei

de refulare poate fi mai redusă decît a celei de aspirație.

In ansamblu, supapa de refulare poate avea dimensiuni mai mici decît supapa de aspirație, dacă se are în vedere viteza medie de curgere a fluidului prin fanta supapei de refulare, $w_{f\ med\ \varphi_r}$, corelată și cu valoarea medie a vitezei pistonului, calculată numai pe durata fazei de refulare propriu-zise:

$$w_{p\ med\ \varphi_r} = \frac{1}{\varphi_3 - \varphi_2} \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} w_p \, d\varphi \qquad (9.19)$$

unde φ_2 și φ_3 sînt unghiurile caracteristice poziției mecanismului motor la începutul și la sfîrșitul refulării.

Se menționează că, în mod obișnuit, "durata unghiulară" a refulării este mai mică decît 90°, iar "durata unghiulară" a aspirației este mai mare de 90°. De aceea, viteza medie a pistonului în faza de refulare, $w_{p\ med\ \varphi_r}$, este mult mai mică decît viteza medie a pistonului pe întreaga cursă, $w_{p\ med} = \frac{S\omega}{\pi}$. In acest fel, secțiunea necesară fantei supapei de refulare, A_{f_r}, rezultă mai mică, ceea ce este desigur avantajos. În cazul supapei de aspirație, viteza medie a pistonului în faza de aspirație, $w_{p\ med\ \varphi_a}$, este puțin mai mare decît viteza medie a pistonului pe întreaga cursă, $w_{p\ med}$. Diferența respectivă este însă neesențială.

Așa dar, relația de dimensionare a secțiunii A_{f_r} pentru supapa de refulare va fi:

$$A_{f_r} = \frac{w_{p\ med\ \varphi_r}}{w_{f\ med}} \cdot A_p \qquad (9.20)$$

Deci,

$$A_{s_r} = \frac{1}{\xi_r} A_{f_r} < A_{s_a} = \frac{1}{\xi_a} A_{f_a} \qquad (9.21)$$

unde ξ_a și ξ_r reprezintă coeficienții de deschidere pentru supapa de aspirație și respectiv, de refulare.

d. <u>Dimensionarea arcurilor</u>

Se consideră supapa complet deschisă, piesa de închidere fiind deplasată pînă la limitator (fig.9.37).

Forța cu care arcul apasă asupra piesei de închidere a supapei pentru a realiza închiderea supapei este

$$F = F_p + F_{im} + F_i \qquad (9.22)$$

unde:

F_p este forţa de presiune a gazului (produsă de diferenţa de presiune care acţionează pe cele două feţe ale piesei de închidere);

F_{im} - forţa de impuls (produsă de impactul dintre fluidul care curge prin supapă şi piesa de închidere);

F_i - forţa de inerţie a maselor mobile ale supapei.

Forţa de presiune F_p se exprimă prin relaţia:

$$F_p = A_{s\ med} \cdot \Delta p_{med} \qquad (9.23)$$

în care: $A_{s\ med}$ şi Δp_{med} au semnificaţiile din fig.9.37.

Pentru simplificare se consideră A_s şi

$$\Delta p = (1 + \mu) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{f\ max}^2 \qquad (9.24)$$

unde:

μ este coeficientul de rezistenţă locală la curgerea fluidului prin canalele supapei; el depinde de natura fluidului, de regimul de curgere (Re), de tipul supapei şi de cursa maximă, h_{lim}; coeficientul μ se stabileşte experimental, $\mu = 1...4$.

$w_{f\ max}$ - viteza maximă de curgere a fluidului prin secţiunea A_s.

Rezultă

$$F_p = (1 + \mu) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{f\ max}^2 \cdot A_s \qquad (9.25)$$

Forţa de impuls F_{im} se exprimă prin relaţia:

$$F_{im} = Q_m w_s = \rho \cdot A_s \cdot w_{s\ max}^2 \qquad (9.26)$$

unde:

Q_m este debitul masic de gaz care curge prin sediul supapei de secţiune A_s;

$w_{s\ max}$ - viteza maximă prin ferestrele din sediul supapei.

Forţa de inerţie F_i se exprimă prin relaţia:

$$F_i = m \cdot a_{max} \qquad (9.27)$$

m este masa pieselor mobile ale supapei (masa piesei de închidere plus 1/3...1/2 din masa arcului sau arcurilor);

a_{max} - acceleraţia maximă a piesei de închidere a supapei.

Observaţii:

1. Pentru supapa de aspiraţie se consideră că legea de

deplasare a piesei de închidere este aceeaşi cu legea de variaţie a vitezei pistonului. În primă aproximaţie, dacă se admite ca biela este de lungime infinită, rezultă:

$$y_a = y_{lim\ a} \cdot \sin\varphi \qquad (9.28)$$

şi

$$\ddot{y} = - y_{lim\ a} \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi \qquad (9.29)$$

Deci,

$$a_{a\ max} = - y_{lim\ a}\, \omega^2 \qquad (9.30)$$

2. Pentru supapa de refulare, s-a stabilit experimental, că piesa de închidere începe să coboare spre sediu pe la jumătatea cursei de refulare a pistonului şi se deplasează cu acceleraţie constantă. Se notează cu φ''_r, unghiul manivelei la începutul închiderii supapei şi cu t_r, durata închiderii sale. Se poate scrie:

$$y_{lim\ r} = - \frac{\dot{y}_{r\ max} + \dot{y}_{r\ min}}{2} \cdot t_r = - a_r \cdot \frac{t_r^2}{2} \qquad (9.31)$$

unde $\dot{y}_{r\ max}$ şi $\dot{y}_{r\ min}$ reprezintă vitezele maximă şi minimă ale piesei de închidere în faza de închidere $(\dot{y} < 0)$.

Deci,

$$a_r = - \frac{2}{t_r^2}\, y_{lim\ r} \qquad (9.32)$$

unde $t_r = \dfrac{\varphi''_r}{\omega}$

Forţa de apăsare a arcului supapei de aspiraţie va fi:

$$F_a = (1 + \mu_a) \cdot \frac{\rho_a}{2} \cdot w_{f\ max_a}^2 \cdot A_{s_a} + \rho_a \cdot w_{s\ max_a}^2 \cdot A_{s_a} + m_a \cdot y_{lim\ a} \cdot \omega^2 \qquad (9.33)$$

unde indicele a marchează parametrii caracteristici supapei respective.

Forţa de apăsare a arcului supapei de refulare va fi:

$$F_r = (1 + \mu_r) \cdot \frac{\rho_r}{2} \cdot w_{f\ max_r}^2 \cdot A_{s_r} + \rho_r \cdot w_{s\ max_r}^2 \cdot A_{s_r} + \frac{2\, m_r}{\varphi''^2_r} \cdot y_{lim\ r} \cdot \omega^2 \qquad (9.34)$$

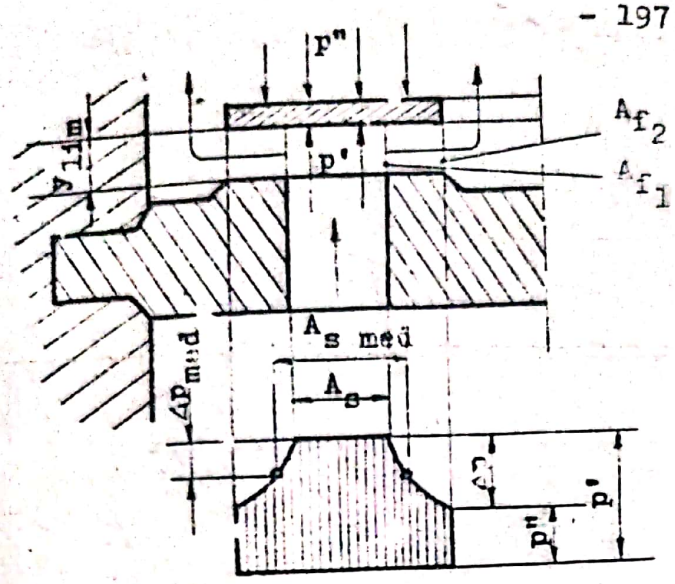


Fig.9.37

unde indicele r marchează parametrii caracteristici supapei de refulare.

Strîngerea inițială a arcurilor supapelor este $y_0 = (0,5...1,0)\, y_{lim}$.

N.B.: Intenția de a mări productivitatea unui compresor existent prin mărirea turației implică restudierea supapelor și îndeosebi, a arcurilor. Deoarece forțele de inerție ale supapelor cresc cu pătratul turației, este posibil ca supapele și îndeosebi supapa de refulare să piardă mult din promptitudine la închidere, astfel încît efectul măririi turației să fie tocmai contrar celui așteptat, iar debitul compresorului poate să scadă (fig. 9.36). Funcționarea corespunzătoare a supapelor la mărirea turației necesită, deci, recalcularea arcurilor și îndeosebi, a arcului supapei de refulare.

e. Determinarea legii de mișcare a piesei de închidere

Funcționarea supapei este influențată de următorii factori: parametrii curentului de fluid care trece prin supapă, caracteristicile arcului și geometria supapei.

In funcționarea supapei se disting următoarele faze:

1. Staționarea piesei de închidere pe sediu, supapa fiind închisă.

2. Mișcarea piesei de închidere dinspre sediu spre limitator. Supapa se deschide și începe aspirația sau refularea.

3. Staționarea piesei de închidere pe limitatorul de cursă, supapa fiind complet deschisă. Are loc faza de aspirație sau de refulare.

4. Mișcarea piesei de închidere dinspre limitatorul de cursă spre sediu. Supapa se închide și se termină aspirația sau refularea.

In fig.9.38 se prezintă un ciclu complet de funcționare a supapelor de aspirație și de refulare în coordonate $y = f_1(t)$ și $y = f_2(\varphi)$.

Fazele caracteristice pentru funcționarea supapelor sînt următoarele:

- pentru supapa de aspirație: 1-2 și 5-9 - staționarea piesei de închidere pe sediu (supapa închisă); 2-3 - deschi-

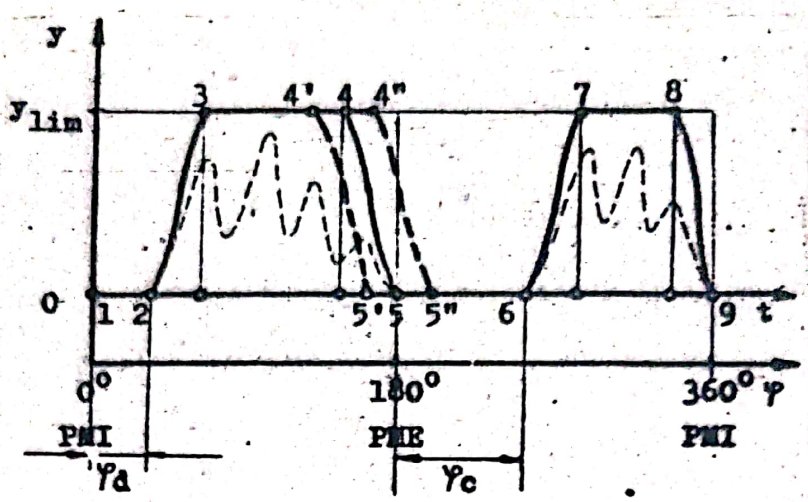


Fig.9.38

derea supapei; 3-4 - staţicnarea piesei de închidere pe limitatorul de cursă (supapa complet deschisă); 4-5 - închiderea supapei;

- pentru supapa de refulare: 1-6 - staţionarea piesei de închidere pe sediu (supapa închisă); 6-7 - deschiderea supapei; 7-8 - staţionarea piesei de închidere pe sediu (supapa complet deschisă); 8-9 - închiderea supapei.

Ariile delimitate de conturul 2-3 - 4 - 5 - 2 pentru supapa de aspiraţie şi 6 - 7 - 8 - 9 - 6 pentru supapa de refulare reprezintă, la o scară determinabilă, diagramele timp-secţiune, care determină viteza medie a gazului în fantele supapelor respective în perioada funcţionării lor.

Funcţionarea supapelor este corectă dacă faza închiderii lor se încheie cînd pistonul ajunge în punctul mort proxim. Inchiderea supapelor cu întîrziere, după trecerea pistonului prin punctul mort coorespunzător, perturbă funcţionarea normală a compresorului (De exemplu închiderea supapei de aspiraţie în pct.5", după ce începe cursa de comprimare a pistonului).

Intîrzierea la închiderea supapei poate fi o consecinţă a existenţei unui arc prea slab, a unei mase mobile prea mari sau a unei curse exagerate pînă la limitator.

Intîrzierea la închiderea supapei în cazul unei curse prea mari a piesei de închidere nu poate fi îndepărtată prin mărirea excesivă a forţei arcului, deoarece, mişcarea elementelor mobile ale supapei capătă un caracter instabil, pronunţat vibratoriu (linia întreruptă - fig.9.38). Vibraţia piesei de închidere între sediu şi limitatorul de cursă reduce timpul-

secţiune şi măreşte viteza gazului prin supapă. Ca urmare, rezistenţa gazodinamică a supapei creşte, iar randamentul compresorului scade.

$^{e}_{1}$. Legea de mişcare a piesei de închidere a supapei de aspiraţie

Ipoteză: liniile de comprimare şi de destindere sînt politrope.

Supapa de aspiraţie începe să se deschisă după intervalul de timp

$$t_{1-2} = \frac{\varphi_d}{\omega} \qquad (9.35)$$

unde φ_d este unghiul de rotaţie a arborelui motor corespunzător fazei de destindere, care începe în P.M.I.

In ipoteza unei biele de lungime infinită, deplasarea pistonului faţă de PMI este

$$x = r\,(1 - \cos\varphi) \qquad (9.36)$$

unde $r = s/2$ este rana manivelei.

Pe de altă parte, volumul ocupat de gaz la sfîrşitul destinderii va fi:

$$V_4 = V_m \cdot \pi_i^{\frac{1}{n_d}}$$

Se poate scrie egalitatea

$$\frac{\pi D^2}{4}\,\frac{s}{2}\,(1-\cos\varphi_d) = V_m\,(\pi_i^{\frac{1}{n_d}} - 1)$$

din care, rezultă:

$$\cos\varphi_d = 1-2\varepsilon_m\,(\pi_i^{\frac{1}{n_d}} - 1)$$

şi

$$\varphi_d = \arccos\left[1-2\varepsilon_m\,(\pi_i^{\frac{1}{n_d}} - 1)\right] \qquad (9.37)$$

Ecuaţia de mişcare a piesei de închidere a supapei pe porţiunea 2-3 se exprimă considerînd $t = 0$ în punctul 2:

$$y = \left[C_1 \cos(\nu t) + C_2 \sin(\nu t) + N\cos\left[2\omega\,(t + t_{1-2})\right] + \frac{B}{H^2}\right]^{1/3} \qquad (9.38)$$

Aici,

C_1 şi C_2 sînt constante de integrare determinate prin relaţiile:

$$C_1 = -\frac{B}{H^2} - N\cos(2\omega\, t_{1-2}); \qquad (9.39)$$

$$C_2 = \frac{2 N \omega}{\vartheta} \sin (2 \omega t_{1-2}); \qquad (9.40)$$

$$\vartheta = \sqrt{3} H ; \qquad (9.41)$$

$$H = \sqrt{\frac{c}{m}} ; \qquad (9.42)$$

$$B = \frac{\gamma \cdot \rho \cdot A_s \cdot A_p^2 r^2 \omega^2}{2 \cdot n_f^2 \cdot \ell_f^2 m}; \qquad (9.43)$$

$$N = \frac{3 B}{4 \omega^2 - 3 H^2} ; \qquad (9.44)$$

c - coeficientul de elasticitate al arcului supapei;

ρ - densitatea curentului de gaz la intrarea în supapă;

γ - factorul de interacţiune gazodinamică între curentul de gaz şi piesa de închidere;

ℓ_f - perimetrul minim al fantei dintre piesa de închidere şi sediul supapei.

Raportul intern de comprimare se poate calcula pe baza presiunilor de aspiraţie şi de refulare exprimate prin relaţiile:

$$p_a = p_A - \left(\frac{c\, y_o}{A_s} \right)_a \qquad (9.45)$$

$$p_r = p_R + \left(\frac{c\, y_o}{A_s} \right)_r \qquad (9.46)$$

Aici, indicii a şi r precizează că parametrii c, y_o şi A_s se particularizează pentru supapa de aspiraţie şi respectiv, de refulare.

Deplasarea piesei de închidere a supapei se calculează cu ecuaţia (9.38) de la t = 0 spre $t = t_{2-3}$. Curba de ridicare se trasează prin puncte pînă cînd y atinge valoarea y_{max}. Se disting două cazuri:

- $y_{max} \geq y_{lim}$; supapa se deschide complet şi y se limitează la valoarea y_{lim}; piesa de închidere ajunge pe limitator;

- $y_{max} < y_{lim}$; supapa nu se deschide complet; deplasarea piesei de închidere este reprezentată de o curbă similară cu cea redată cu linie întreruptă pe fig.9.38.

Pentru a asigura deschiderea completă şi funcţionarea normală a supapei este necesar să se micşoreze rigiditatea arcului, c, sau cursa piesei de închidere pînă la limitator, y_{lim}.

Durata staţionării piesei de închidere pe limitator, cînd $y = y_{lim}$, se determină prin calcularea momentului în care începe închiderea supapei:

$$t_{1-4} = \frac{1}{\omega}\left[\pi - \frac{1}{2}\arccos\left(1 - \frac{H^2 \cdot y_{lim}^3}{B}\right)\right] \qquad (9.47)$$

Mişcarea piesei de închidere a supapei dinspre limitatorul de cursă spre sediu, în timpul închiderii supapei, se calculează cu ecuaţia (9.38), în care, se consideră originea timpului ($t = 0$) pe abscisa punctului 4 (fig.9.38). În ecuaţia (9.38) şi în expresia constantei C_2 (9.40) se înlocuieşte t_{1-2} cu t_{1-4}, iar constanta C_1 devine:

$$C_1 = y_{lim}^3 - N.\cos(2\omega . t_{1-4}) - \frac{B}{H^2} \qquad (9.48)$$

Curba $y(t)$ la închiderea supapei se trasează prin puncte. Se disting următoarele trei cazuri:

- curba $y(t)$ intersectează axa $y = 0$, înainte de PME (conform cu 4'-5' pe fig.9.38); supapa se închide prea devreme, arcul ei fiind prea puternic; se produc pierderi de energie ceva mai mari pentru învingerea rezistenţei la curgere prin supapa de aspiraţie; deoarece viteza pistonului în vecinătatea PME este redusă, productivitatea compresorului nu este afectată sensibil;

- curba $y(t)$ intersectează axa $y = 0$ în PME sau foarte aproape (conform cu 4-5 pe fig.9.38); supapa se închide la momentul potrivit, iar funcţionarea ei este normală;

- curba $y(t)$ intersectează axa $y = 0$ după PME (conform cu 4'' - 5'' pe fig.9.38); supapa se închide cu întîrziere; cauze probabile: un arc prea slab sau o cursă prea mare pînă la limitator; productivitatea compresorului poate să scadă; şocul piesei de închidere la aşezarea pe sediu se poate produce cu energie cinetică mărită, deoarece intervine şi acţiunea creşterii presiunii în cilindru, ca urmare a trecerii pistonului în cursa de comprimare; durabilitatea supapei scade.

Închiderea oportună a supapei (în PME) se obţine prin alegerea valorilor corespunzătoare pentru constanta arcului, c, şi pentru cursa maximă, y_{lim}.

Viteza medie a piesei de închidere la compresoare de presiune joasă şi medie cu turaţia $n \leq 730$ rot/min este de 1,3... 1,8 m/s la ridicare şi de 0,3...0,7 m/s la coborîre. La turaţii mai mari sau la presiuni de aspiraţie mai mari, viteza de

ridicare a piesei de închidere creşte şi durabilitatea supapei scade. Dacă supapa se închide cu întîrziere, viteza de coborîre a piesei de închidere se măreşte sensibil.

e) Legea de mişcare a piesei de închidere a supapei de refulare

Se notează cu φ_c unghiul cu care se roteşte arborele compresorului în timpul comprimării.

Momentul în care începe deschiderea supapei de refulare va fi:

$$t_{1-6} = \frac{\pi + \varphi_c}{\omega}, \qquad (9.49)$$

unde,

$$\varphi_c = \arccos \left[2 \pi_1^{-\frac{1}{n_c}} (1 + \varepsilon_m) - 1 - 2 \varepsilon_m\right] \qquad (9.50)$$

Pentru trasarea curbei y(t) la deschiderea supapei se utilizează relaţiile (9.38)... (9.44), în care, se consideră t = 0 în punctul 6 (fig.9.34) şi valorile mărimilor caracteristice ale supapei de refulare. La fel ca la supapa de aspiraţie, pot să apară două cazuri: $y_{max} \geq y_{lim}$ şi $y_{max} < y_{lim}$. Funcţionarea corectă a supapei de refulare se asigură prin aceleaşi mijloace ca în cazul supapei de aspiraţie.

Momentul aşezării piesei de închidere pe limitator este marcat de $y = y_{lim}$.

Desprinderea piesei de închidere de pe limitator şi începutul închiderii supapei se determină prin intervalul de timp:

$$t_{1-8} = \frac{1}{\omega} \left[2\pi - \frac{1}{2} \arccos \left(1 - \frac{H^2 y_{lim}^3}{B}\right)\right] \qquad (9.51)$$

Curba y(t) la coborîrea piesei de închidere spre sediu se trasează la fel ca în cazul supapei de aspiraţie. Se disting şi aici aceleaşi trei cazuri, în funcţie de momentul închiderii supapei: închiderea timpurie (înaintea PMI); închiderea normală (în PMI); închiderea întîrziată (după PMI). Pentru normalizarea închiderii supapei se modifică valorile c şi y_{lim}.

Viteza medie a piesei de închidere este de 2...3 m/s la deschiderea supapei şi de 0,8....1,5 m/s la închiderea ei. La compresoare rapide de presiune ridicată vitezele respective sînt mai mari. Coborîrea lor la valorile corespunzătoare maşinilor lente, pentru a menţine o capacitate ridicată de funcţionare a supapei, se realizează prin mărirea rigidităţii arcului.

f. Determinarea pierderilor de presiune în supape şi trasarea diagramei indicate

Valorile instantanee ale pierderilor de presiune în supape sînt variabile şi depind de legea de mişcare a piesei de închidere.

Dacă supapa se consideră ca o rezistenţă locală, pierderea de presiune prin ea se calculează cu relaţia:

$$\Delta p = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w_f^2}{2} \qquad (9.52)$$

Viteza gazului în fanta supapei se determină din ecuaţia de continuitate

$$w_f \cdot \ell_f \cdot y \cdot n_f \approx A_p \cdot w_p,$$

în care, viteza instantanee a pistonului este dată de relaţia pentru mecanismul cu bielă de lungime infinită,

$$w_p = r\ \omega \sin\varphi. \qquad (9.53)$$

Rezultă:

$$w_f = \frac{A_p\ r.\ \omega\ \sin\varphi}{n_f \cdot \ell_f \cdot y} \qquad (9.54)$$

Expresia pierderii de presiune devine

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} \left(\frac{A_p \cdot r \cdot \omega\ \sin\varphi}{n_f \cdot \ell_f \cdot y} \right)^2 \qquad (9.55)$$

Se introduce o constantă caracteristică regimului de funcţionare a compresorului

$$K = \frac{\rho}{2} \left(\frac{A_p \cdot r \cdot \omega}{n_f \cdot \ell_f} \right)^2 \qquad (9.56)$$

Deci,

$$\Delta p = \frac{K \cdot \zeta}{y^2} \cdot \sin^2\varphi \qquad (9.57)$$

Factorul de rezistenţă gazodinamică ζ al supapei se determină experimental. El depinde de tipul supapei, de ridicarea piesei de închidere şi de regimul de curgere. Pentru acelaşi tip de supapă, în domeniul de automodelare ($Re \geq Re_{lim}$), valoarea lui ζ depinde numai de y. Deci, dacă se cunosc dependenţele $y(t)$ sau $y(\varphi)$ şi $\zeta(y, Re)$, variaţiile pierderilor de presiune Δp în fazele de aspiraţie şi de refulare

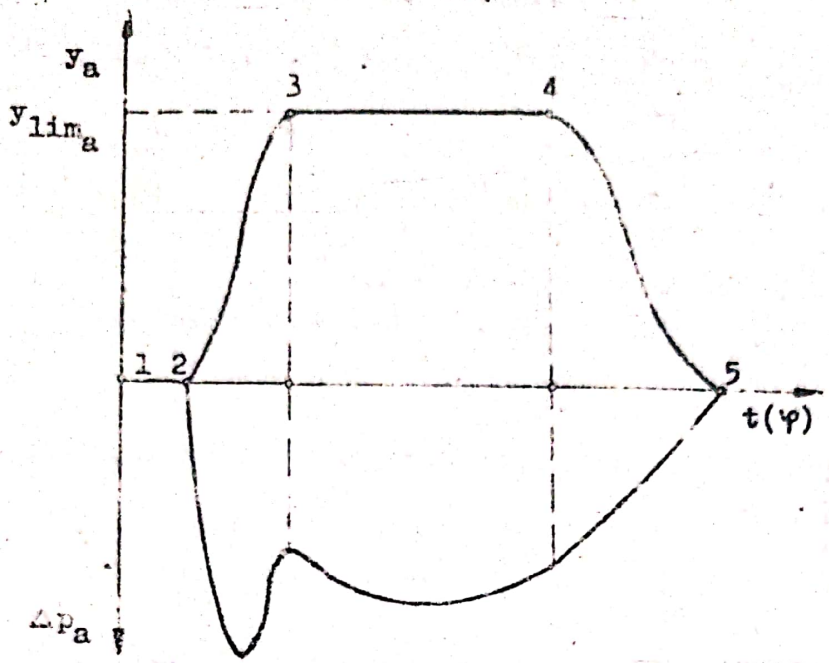


Fig.9.39

se pot determina cu relaţia (9.57).

In fig.9.39 se prezintă corelaţia dintre legea de mişcare a piesei de închidere în cazul unei supape de aspiraţie care funcţionează corect şi variaţia pierderilor de presiune la curgerea gazului prin supapa respectivă.

In fig.9.40 se prezintă aceeaşi corelaţie în cazul unei supape de refulare.

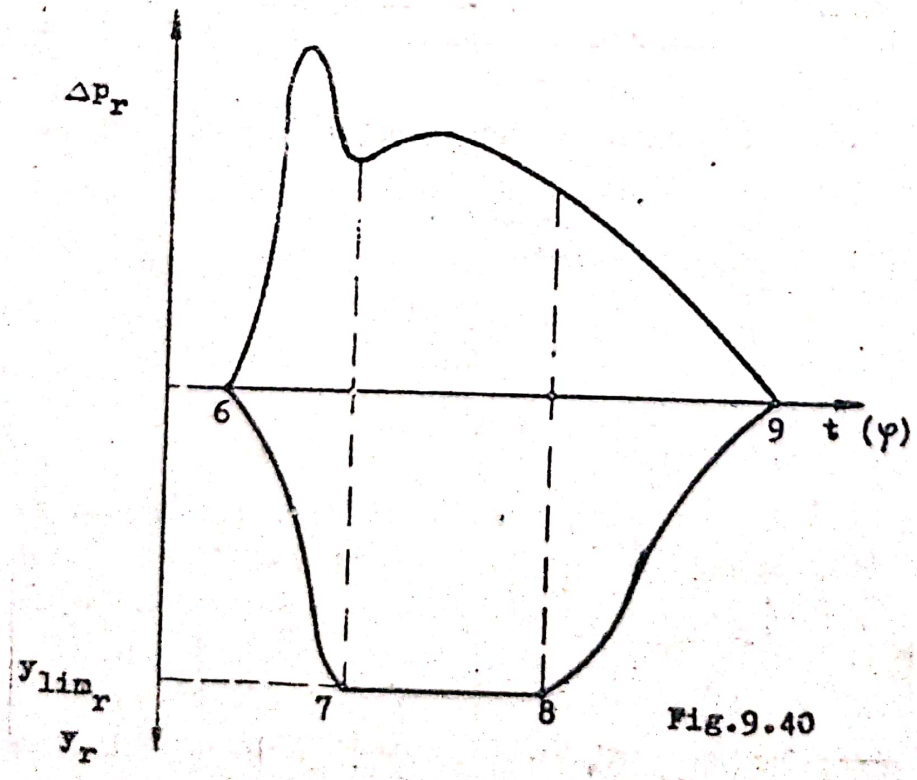


Fig.9.40

Pierderile de presiune se transpun din coordonate Δp-t sau $\Delta p - \varphi$ în coordonate p-V, avînd în vedere dependenţa V(t) sau V(φ). In formă aproximativă, această dependenţă se scrie:

$$V \approx A_p \cdot r\,(1 + 2\varepsilon_m - \cos\omega t), \quad (9.58)$$

unde, $\omega t = \varphi$.

Diagrama de funcţionare a cilindrului de comprimare, apropiată de diagrama indicată reală, se construieşte în modul următor:

- se trasează diagrama p-V fără pierderi de presiune la aspiraţie şi la refulare;
- se completează diagrama respectivă cu pierderile de presiune la aspiraţie, Δp_a -V, şi la refulare, Δp_r - V.

8. Recomandări pentru proiectare

8_1. Viteza de curgere prin fanta supapei

Viteza din fanta supapei w_f depinde de următorii factori: tipul supapei; natura gazului (masa molară); densitatea gazului (presiunea); pierderea de presiune în supapă. In general, viteza respectivă ia valori în limite largi: w_f = 2...15o m/s. Pentru limitarea pierderilor de presiune la diferite tipuri de supape se recomandă:

- pentru supapă cu taler plan şi pentru supape cu un singur inel, w_f = 3o ..6o m/s;
- pentru supape cu taler conic, w_f = 3o...8o m/s;
- pentru supape cu taler sferic, w_f = 5o...12o m/s;
- pentru supape cu inele cu mai multe treceri şi cu lamele elastice, w_f = 2o...6o m/s;
- pentru supape cu disc, w_f = 2...115 m/s;
- pentru supape cu flux drept, w_f = 5o...15o m/s.

Dacă se consideră variaţia vitezei pistonului în fazele propriu-zise de aspiraţie sau de refulare este recomandabil să se aleagă w_f spre limitele superioare.

Pentru reducerea pierderilor de presiune în supapă este necesar să se aleagă viteze w_f mici pentru presiuni mari sau pentru gaze cu mase molare mari (fig.9.41).

8_2. Pierderile de presiune

Factorul de rezistenţă gazodinamică, ζ_f, depinde de tipul supapei, de deplasarea piesei de închidere faţă de scaun, y, şi de regimul de curgere, caracterizat prin Re.

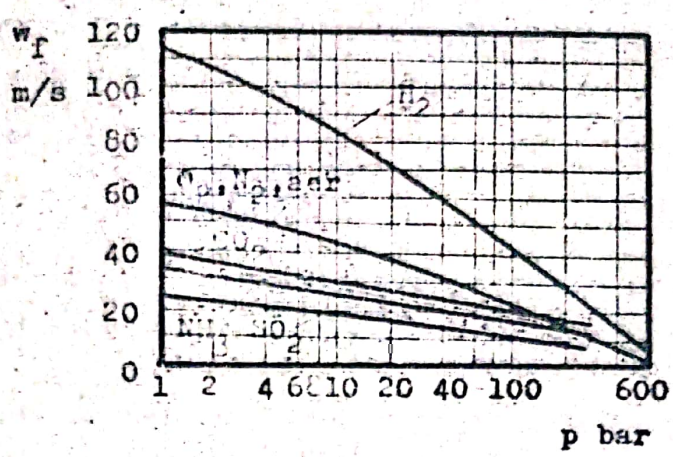


Fig.9.41

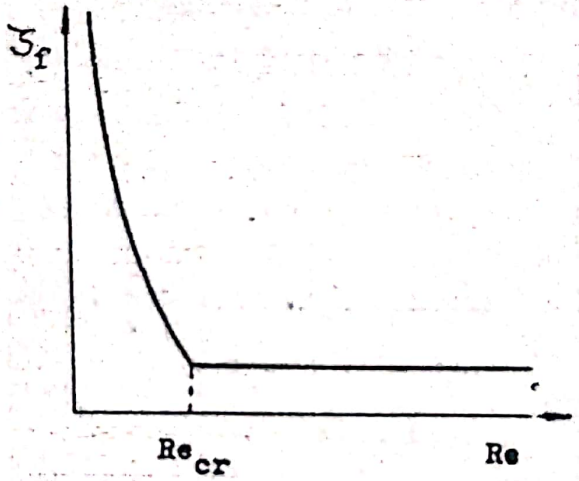


Fig.9.42

In cazul aceluiaşi tip de supapă, pentru o valoare dată a lui y, factorul ζ_f depinde numai de Re, în limitele $Re < Re_{cr}$ (fig.9.42). In domeniul de automodelare ($Re > Re_{cr}$), factorul ζ_f nu mai depinde de Re ci numai de y.

In tabelul 9.2 se prezintă valorile experimentale ale factorului ζ_f pentru diferite tipuri de supape în funcţie de Re şi y.

Cifra Reynolds în fanta supapei se calculează cu relaţia:

$$Re = \frac{w_f \cdot y}{\nu}$$

In general, factorul ζ_f se măreşte cînd y creşte sau Re scade. Există următoarele căi de micşorare a factorului ζ_f: profilarea canalelor supapei în formă de difuzor; teşirea

Tabelul 9.2.

Tipul supapei	Re 10^{-4}	y [mm]		
		1,00	2,55	2,05
Supapă cu taler plan	0,5	5,10	5,60	6,20
	1,0	3,50	4,65	5,50
	2,0	2,46	3,70	4,70
	4,0	1,93	2,93	3,81
	5,0	1,70	2,70	3,50
	6,0	1,55	2,50	3,27
	7,0	-	2,26	2,87
	$>Re_{cr}$	-	-	-
Supapă cu disc (fig.9.39)	0,10	8,0	10,5	12,3
	0,15	7,3	9,7	11,7
	0,20	6,8	9,1	11,3
	0,25	-	8,8	11,0
	0 30	-	8,5	10,5
Supapă cu taler sferic D_s = 10 mm D_t = 15 mm	Re > Re_{cr} =	0,5 + 0,416 . y		
D_s = 10 mm D_t = 18 mm	$2,5.10^4$	0,122 + 0,54 . y		
D_s = 14 mm D_t = 18 mm		1,02 + 0,35.y		

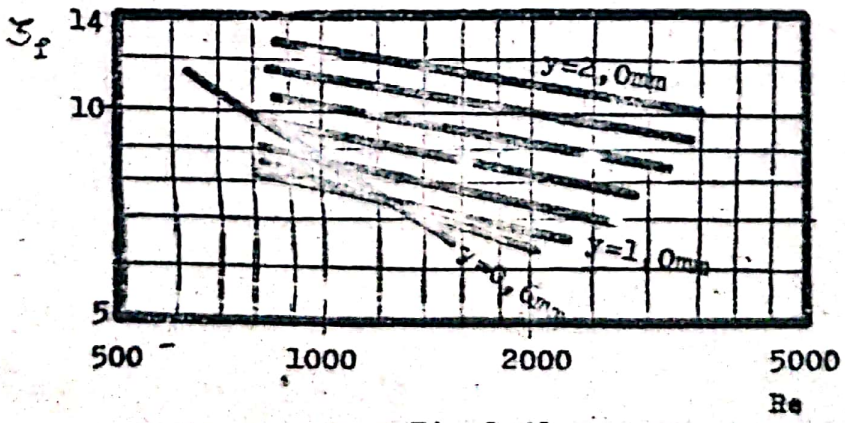


Fig.9.43

muchiilor ferestrelor din sediu.

Factorul de interacţiune gazodinamică dintre curentul de gaz şi pirsa de închidere, γ, pentru supape cu taler sferic de diferite dimensiuni prezintă următoarele valori experimentale:

- pentru D_s = 10 mm şi D_t = 15 mm, γ = 0,85;
- pentru D_s = 10 mm şi D_t = 18 mm, γ = 1,407;
- pentru D_s = 14 mm şi D_t = 18 mm, γ = 0,53.

Densitatea gazului, ρ : pentru aceleaşi valori ale presiunii şi ale temperaturii depinde de masa molară a gazului, m_M.

Dacă pierderea de presiune trebuie menţinută constantă, Δp_s = idem, cînd densitatea ρ creşte, trebuie micşorată viteza w_f mărind aria fantei supapei, A_f. Apare inconvenientul creşterii volumului spaţiului mort, V_m.

Pierderile de presiune pe supape se resimt prin creşterea lucrului mecanic indicat Li şi prin micşorarea coeficientului de debit, λ.

In cazul compresorului cu mai multe trepte, dacă raportul teoretic de comprimare al treptei π_t şi temperatura la aspiraţie T_A se menţin constante, înseamnă că este valabilă relaţia:

$$\frac{\rho_{I_{j-1}}}{\rho_A} = \frac{p_{I_{j-1}}}{p_A}$$

Pentru Δp_s = idem şi ζ_f = idem la supapa de aspiraţie se poate scrie:

$$2\,\Delta p_s = \zeta_f \cdot \rho_A \cdot w_{f_1}^2 = \zeta_f \cdot \rho_{I_{j-1}} \cdot w_{f_j}^2$$

Deci

$$\frac{w_{f_1}}{w_{f_j}} = \left(\frac{\rho_{I_{j-1}}}{\rho_A}\right)^{0,5} = \left(\frac{p_{I_{j-1}}}{p_A}\right)^{0,5} \qquad (9.59)$$

Ecuaţia de debit masic conduce la relaţia:

$$\frac{A_{f_j}}{A_{f_1}} = \frac{\rho_A \cdot w_{f_1}}{\rho_{I_{j-1}} \cdot w_{f_j}} = \frac{p_A}{p_{I_{j-1}}} \left(\frac{p_{I_{j-1}}}{p_A}\right)^{0,5} = \left(\frac{p_A}{p_{I_{j-1}}}\right)^{0,5}$$

Deoarece $A_{p_1} \cdot p_A = A_{p_j} \cdot p_{I_{j-1}}$ relaţia precedentă devine

$$\frac{A_{f_j}}{A_{f_1}} = \left(\frac{A_{p_j}}{A_{p_1}} \right)^2 \qquad (9.60)$$

In concluzie, dacă se impune condiţia ca pierderile de presiune pe supapă să fie aceleaşi la toate treptele, cînd ordinul treptei de comprimare j creşte aria fantei supapei scade proporţional cu radicalul ariei suprafeţei frontale a pistonului A_{p_j} (şi nu odată cu p_j).

Pe de altă parte, creşte volumul aferent spaţiului mort V_{m_j} şi scade coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort λ_{1_j}. De aceea, se recomandă mărirea vitezei w_{f_j} peste valoarea indicată de relaţia (9.59), astfel încît, efectul micşorării spaţiului mort că compenseze efectul creşterii pierderii de presiune (coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort λ_{1_j} creşte mai mult decît scade coeficientul de reducere a debitului datorită laminării la aspiraţie λ_{2_j}). In asemenea condiţii, majorarea pierderii de presiune pe supapă nu are efecte negative asupra coeficientului de debit.

In cazul suflantelor de aer cu piston ($\pi_c \leq 3$) pierderile relative de presiune la aspiraţie şi la refulare sînt mai mari. De aceea, pierderile de lucru mecanic prin laminare reprezintă o fracţiune importantă din lucrul mecanic indicat. Pentru reducerea pierderilor de presiune pe supape se recomandă viteze mici în fanta acestora, de cca 10 m/s , şi tensionări slabe ale arcurilor. In acest fel, scade puterea necesară pentru antrenarea compresorului şi creşte productivitatea acestuia. Explicaţia se poate da în legătură cu fig.9.44, în care, se observă că prin micşorarea laminării, scăderea pierderilor de volum ΔV_{1-A} este mai mare decît creşterea pierderilor de volum ΔV_{R-A} datorită destinderii dintr-un spaţiu mort mărit, ca urmare a vitezei mai mici prin fanta supapei.

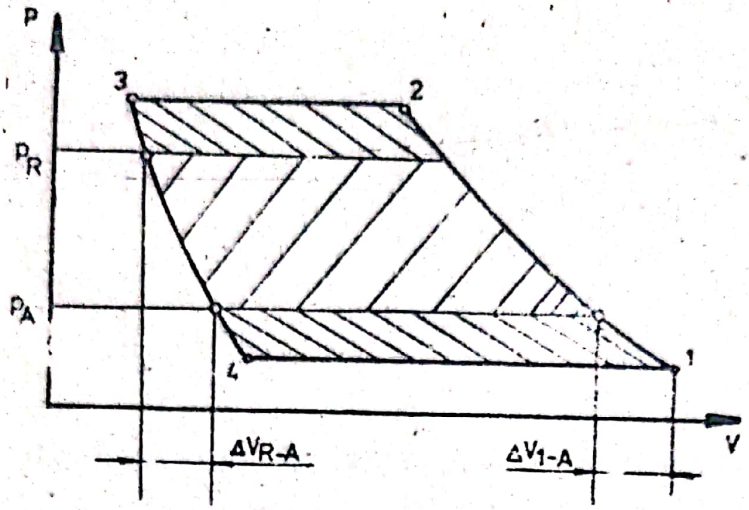


Fig.9.44

Cursa piesei de închidere a supapei, y_{lim}, determină capacitatea de trecere prin supapă şi condiţionează calitatea funcţionării acesteia.

La turaţii ridicate timpul disponibil pentru deschiderea şi închiderea supapei este mai redus. Cînd cursa supapei este prea mare este posibil ca supapa să se închidă cu întîrziere, iar uneori să nu se deschidă complet.

Limitarea cursei piesei de închidere mai este impusă de mărirea duratei de funcţionare a supapei. Cauza principală a defectării supapelor o constituie şocurile piesei de închidere la aşezarea pe limitatorul de cursă şi pe sediu. Aceste şocuri se accentuează dacă ungerea este abundentă şi separarea picăturilor este defectuoasă. In acest caz, aderenţa piesei de închidere pe sediu şi pe limitator se măreşte, iar supapa se deschide şi se închide cu întîrzieri care generează şocuri. Şocurile pot fi amplificate de vibraţiile coloanelor de gaz din conductele de aspiraţie şi de refulare. Ele pot provoca deteriorarea atît a piesei de închidere, cît şi a altor piese componente ale supapei.

In funcţie de turaţie se recomandă următoarele valori orientative pentru y_{lim}:

- pentru $n < 250$ rot/min, $y_{lim} = 4...5$ mm;
- pentru $n = 250...500$ rot/min, $y_{lim} = 5....3$ mm;
- pentru $n = 500...1000$ rot/min, $y_{lim} = 3....1,5$ mm;
- pentru $n = 1000....2000$ rot/min, $y_{lim} = 1,5...1,0$ mm.

Valorile y_{lim} pot fi aceleaşi la ambele supape.

In fig.9.45 se prezintă o nomogramă pentru alegerea valo-

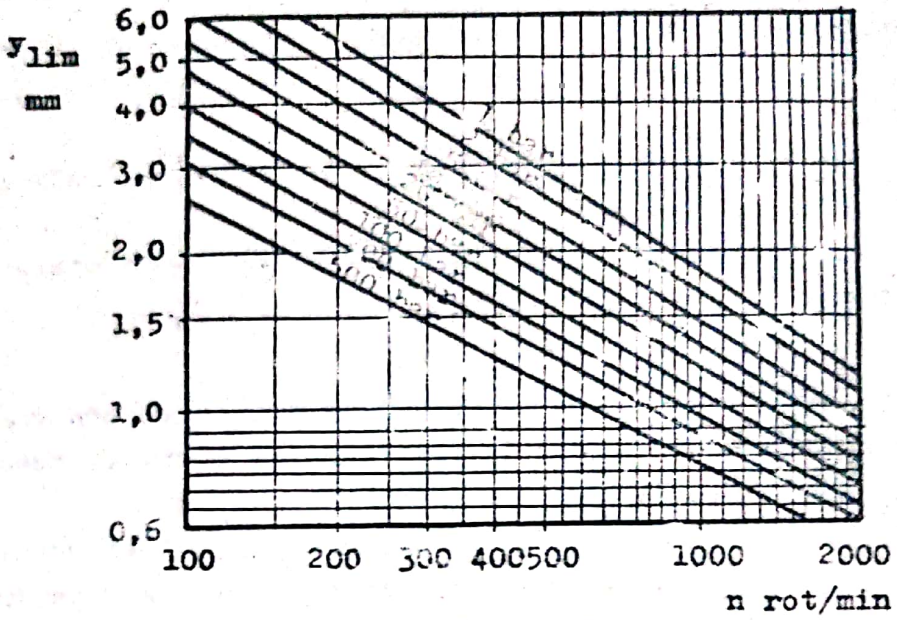


Fig.9.45

rii y_{lim} în funcţie de turaţie şi de presiune, în cazul supapelor cu inele şi cu disc.

Se observă că atunci cînd presiunea gazului creşte sau turaţia se măreşte cursa supapei trebuie să scadă. In acest fel se asigură o durată mare de funcţionare şi o uzură redusă a sediului. In fig.9.46 se prezintă dependenţa dintre durata de funcţionare D_f, în ore, şi turaţia compresorului, n, în rot/min, pentru supapele de aspiraţie şi de refulare. Se observă: durata de funcţionare a supapei de refulare este mai mică decît a celei de aspiraţie; durata de funcţionare a amblor supape se reduce sensibil la turaţii mari.

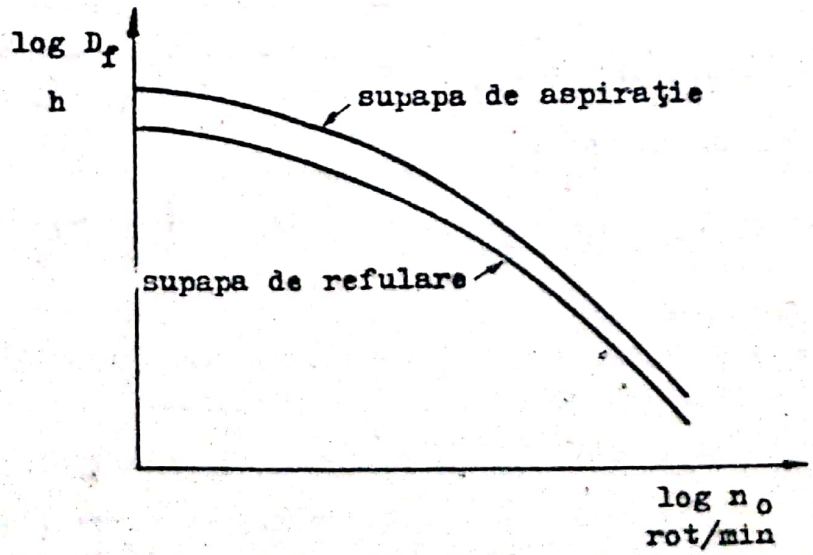


Fig.9.46

Defectarea sau pierderea etanşeităţii supapelor provoacă atingerea în cilindru a unor temperaturi şi presiuni periculoase.

Forţa şi rigiditatea arcurilor influenţează calitatea funcţionării supapelor.

Forţa din arcul supapei complet deschise se poate calcula cu formula:

$$F = p_s \cdot A_s$$

unde p_s este presiunea exercitată de arc pe supapa complet deschisă (forţa din arcul supapei complet deschise raportată la aria secţiunii de trecere prin sediu, A_s).

Presiunea p_s depinde de presiunea gazului şi creşte odată cu ordinul treptei. De asemenea, ea este mai mare pentru supapele de refulare în comparaţie cu cele de aspiraţie.

Presiunile $p_{s\,a}$ pentru supapele de aspiraţie se pot alege între limitele următoare:

- pentru treapta întîia, $p_{s\,a} = 5...8$ kPa ;
- pentru dreapta a doua, $p_{s\,a} = 10...20$ kPa ;
- pentru treapta a treia, $p_{s\,a} = 20...50$ kPa ;
- pentru treapta a patra şi următoarele, $p_{s\,a} = 50...80$ kPa.

Presiunile $p_{s\,r}$ pentru supapele de refulare se pot alege de două ori mai mari decît pentru cele de aspiraţie, $p_{s\,r} = 2\,p_{s\,a}$.

Forţa din arcul supapei închise (pretensionarea), în cazul supapelor cu inele, se calculează cu relaţiile:

- pentru supape de aspiraţie,

$$\frac{F_0}{A_s} \approx 7{,}4 \cdot 10^3 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{m_a}{A_s} R_h \cdot p_A \frac{k}{1+\varepsilon_m} \frac{A_r}{A_s}} \qquad (9.61)$$

- pentru supape de refulare,

$$\frac{F_0}{A_s} \approx 7{,}4 \cdot 10^3 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{m_r}{A_s} R_h \cdot \pi_i \cdot p_A \frac{k}{\varepsilon_m} \frac{A_r}{A_s}} \qquad (9.62)$$

unde

F_0 este forţa corespunzătoare strîngerii iniţiale a arcului cînd supapa este complet închisă;

$R_h = \frac{A_s}{\Pi_s}$ - reza hidraulică a secţiunii de trecere prin sediu, Π_s fiind perimetrul secţiunii de trecere prin sediu; pentru supape cu inele, $\Pi_s \approx 0{,}5\,b$; pentru supape

cu taler $\Pi_s = \frac{\pi s}{4}$.

In cazul treptelor 2,3 s.a.m.d. în locul presiunii p_A se consideră presiunea din racordul de aspiraţie în treapta respectivă.

Pentru alte tipuri de supape se recomandă

$$F_o = (0,5...0,8)\,F \qquad (9.63)$$

Rigiditatea arcului se calculează cu relaţia:

$$c = \frac{F - F_o}{y_{lim}} \qquad (9.64)$$

In general, tensiunile tangenţiale din arcurile supapelor nu trebuie să depăşească 150...300 MPa . Defectarea arcurilor provoacă deteriorarea piesei de închidere, a sediului supapei şi uneori chiar a cilindrului şi pistonului.

9.3. Distribuţia prin ferestre şi supape independente

9.3.1. Distribuţia prin ferestre de aspiraţie şi supapă de refulare

Schema constructivă şi funcţionarea compresorului se pot urmări pe fig.9.47 a şi b.

Această distribuţie are următoarele dezavantaje:

- căderea de presiune la aspiraţie ($\Delta p_{a\ max}$) mare conduce la un randament izotermic foarte mic, care scade pe măsură ce raportul de comprimare creşte (pe diagrama din fig.9.47 b politropa 1-2 se îndepărtează din ce în ce mai mult de izoterma $1\text{-}2_{iz}$);
- cursa de aspiraţie (s_f) redusă diminuează foarte mult coeficientul de debit.

De aceea, distribuţia cu ferestre de aspiraţie se utilizează numai la compresoare mici de aer sau la compresoare frigorifice pentru vapori de amoniac. In asemenea cazuri, primează avantajele legate de circulaţia fluidului în echicurent şi de absenţa supapei de aspiraţie.

9.3.2. Distribuţia prin ferestre, supapă de aspiraţie şi supapă de refulare

Uneori, funcţionarea distribuţiei cu ferestre se ameliorează prin prevederea unei supape de aspiraţie (fig.9.48 a şi b).

Existenţa supapei de aspiraţie diminuează mult căderea de presiune la aspiraţie, Δp_a, şi măreşte sensibil fracţiunea din cursa pistonului utilizată pentru aspiraţie. Ca urmare, se

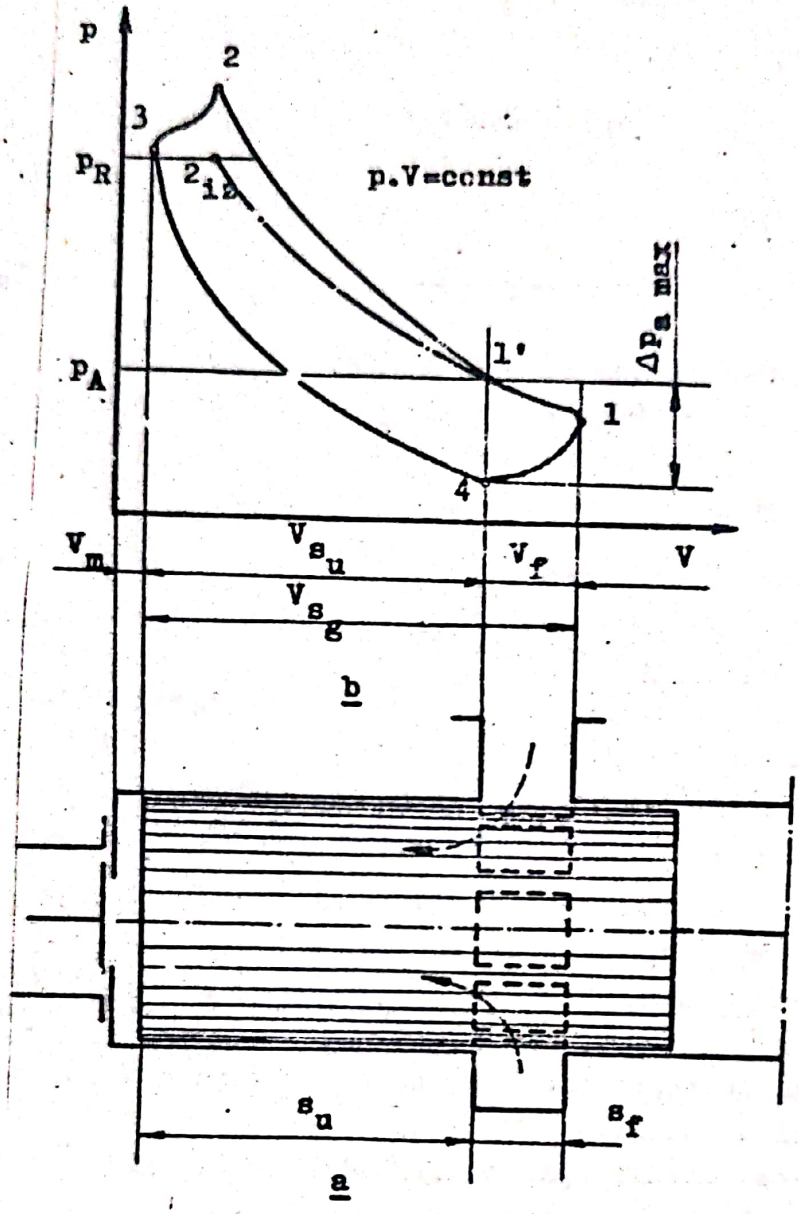


Fig.9.47

majorează coeficientul de debit şi randamentul izotermic al compresorului.

9.3.3. Dimensionarea ferestrelor de distribuţie

a. Timpul - secţiune şi unghiul - secţiune

Pe baza ecuaţiei debitului se poate exprima volumul elementar de fluid care trece prin ferestrele de distribuţie într-un interval de timp infinit mic:

$$dV = \mu F \bar{w} dt \qquad (9.65)$$

unde:

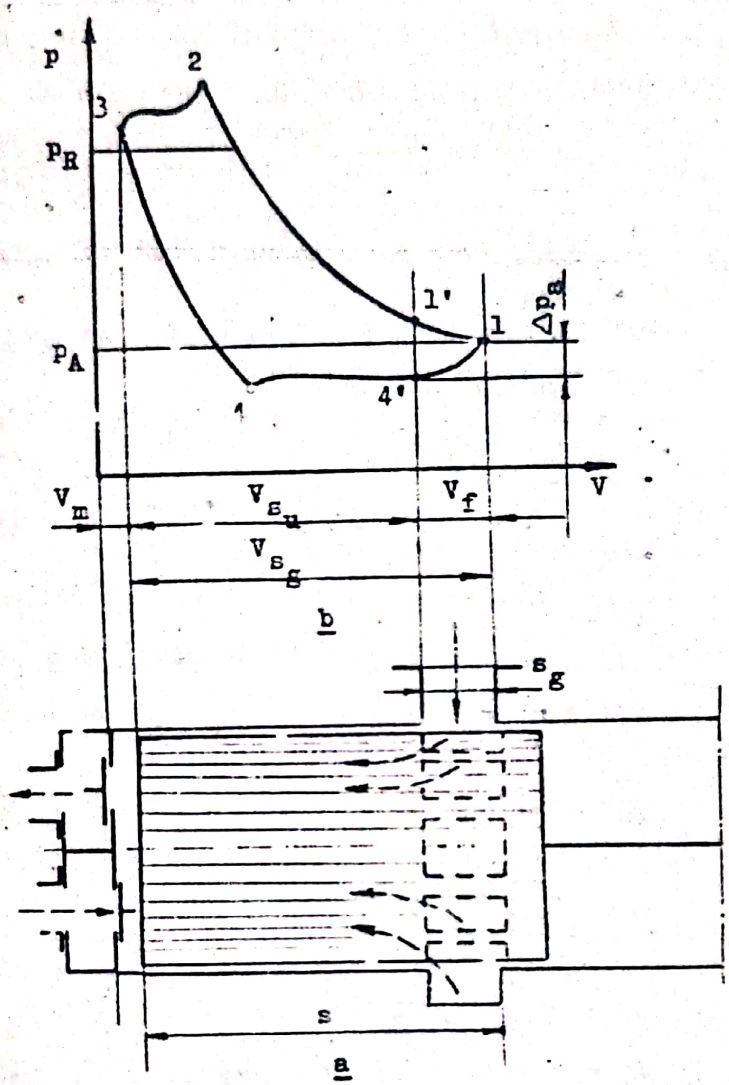


Fig.9.48

μ este coeficientul de debit al ferestrelor;

F - aria secțiunii momentane a ferestrelor (eliberată de piston);

w - viteza momentană de curgere.

Prin integrare rezultă:

$$\int \frac{dV}{\mu w} = \int F\,dt \qquad (9.66)$$

Se notează timpul-secțiune cu

$$TS = \int F\,dt \; , \left[\frac{m^3}{m/s}\right] \quad \text{sau} \quad [m^2 s] \qquad (9.67)$$

Timpul-secțiune, TS, al ferestrelor de distribuție repre-

zintă volumul de fluid care trece prin ferestre în raport cu viteza de curgere unitară şi se măsoară în $\frac{m^3}{m/s}$. Volumul respectiv se numeşte <u>volum cinematic.</u> Dacă volumul cinematic este mai mare, timpul-secţiune trebuie să aibă o valoare sporită. In cilindrul compresorului trebuie să pătrundă, în fiecare ciclu, un anumit volum cinematic de fluid. De aceea, timpul secţiune al ferestrelor de aspiraţie trebuie să aibă o valoare bine determinată.

Dacă se are în vedere că $d\varphi = \omega\, dt$ se obţine:

$$TS = \frac{1}{\omega} \int F.\, d\varphi \qquad (9.68)$$

Se notează <u>unghiul-secţiune</u> cu

$$US = \int F.d\varphi \qquad \left[m^2.grd\right] \qquad (9.69)$$

Unghiul-secţiune, US, al ferestrelor de distribuţie se măsoară în m^2.grad.

b. <u>Timpul-secţiune necesar al ferestrelor de distribuţie</u>

Se consideră ecuaţia debitului volumic de fluid care curge prin ferestrele de aspiraţie:

$$Q_V = \frac{dV}{dt} = \mu . F \psi \sqrt{\frac{2}{\rho_A} p_A} \qquad (9.70)$$

în care,

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_A}\right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_A}\right)^{(k+1)/k}\right]} \qquad (9.71)$$

Din relaţia (9.70) rezultă

$$F.\, dt = \frac{dV}{\mu \psi \sqrt{2 p_A v_A}} \qquad (9.72)$$

sau

$$F.dt = \frac{dm}{\mu \psi \sqrt{2 \frac{p_A}{v_A}}} \qquad (9.73)$$

Aici, dV reprezintă volumul elementar, iar dm, masa elementară de fluid aspirat prin timpul-secţiune elementar F.dt.

Timpul-secţiune necesar pentru aspiraţia întregii cantităţi de fluid aferente unui ciclu (masa ciclică) se obţine prin integrarea relaţiei (9.73) între limitele t_4 şi t_1, (sau t_4, - t_1, pentru o fracţiune din masa ciclică, în cazul distribuţiei prin ferestre şi supapă de aspiraţie),

$$TS = \int_{t_4}^{t_1'} F.dt$$

adică,

$$TS_{nec} = \frac{\lambda V_s \rho_A}{\mu \psi \sqrt{2 p_A \rho_A}}$$

Deci,

$$TS_{nec} = \frac{\lambda V_s}{\mu \psi \sqrt{\frac{2}{\rho_A} p_A}} \qquad (9.74)$$

Se observă că valoarea funcției ψ depinde de raportul presiunilor p/p_A și de exponentul adiabatic k:

- $\psi = 0$ pentru $p = 0$ (caz ipotetic, vid absolut în cilindru) și pentru $p = p_A$;

- $\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2}{k+1}}$ (9.75)

pentru raportul critic al presiunilor,

$$\left(\frac{p}{p_A}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \qquad (9.76)$$

De exemplu, pentru aer:

$k = 1,4$, $(p/p_A)_{cr} = 0,530$ și

$\psi_{max} = 0,484$.

N.B.: Relația (9.74) este obținută în ipoteza ψ = = const. și egal cu valoarea medie pentru întreaga fază de aspirație (corespunzătoare unei valori uzuale pentru $\Delta p_{a\ med}$ = $= p_A - p_{a\ med}$).

C. Timpul-secțiune disponibil al ferestrelor de distribuție

Se consideră schematizarea din fig.9.49 a și b, în care, se observă că lățimea b a ferestrelor este constantă pe toată înălțimea lor h (ferestre dreptunghiulare).

Timpul-secțiune disponibil este dat de relația:

$$TS_{disp} = \int_{\varphi_4}^{\varphi_1'} F.dt = \frac{B}{\omega} \int_{\varphi_4}^{\varphi_1'} x_f \, . \, d\varphi$$

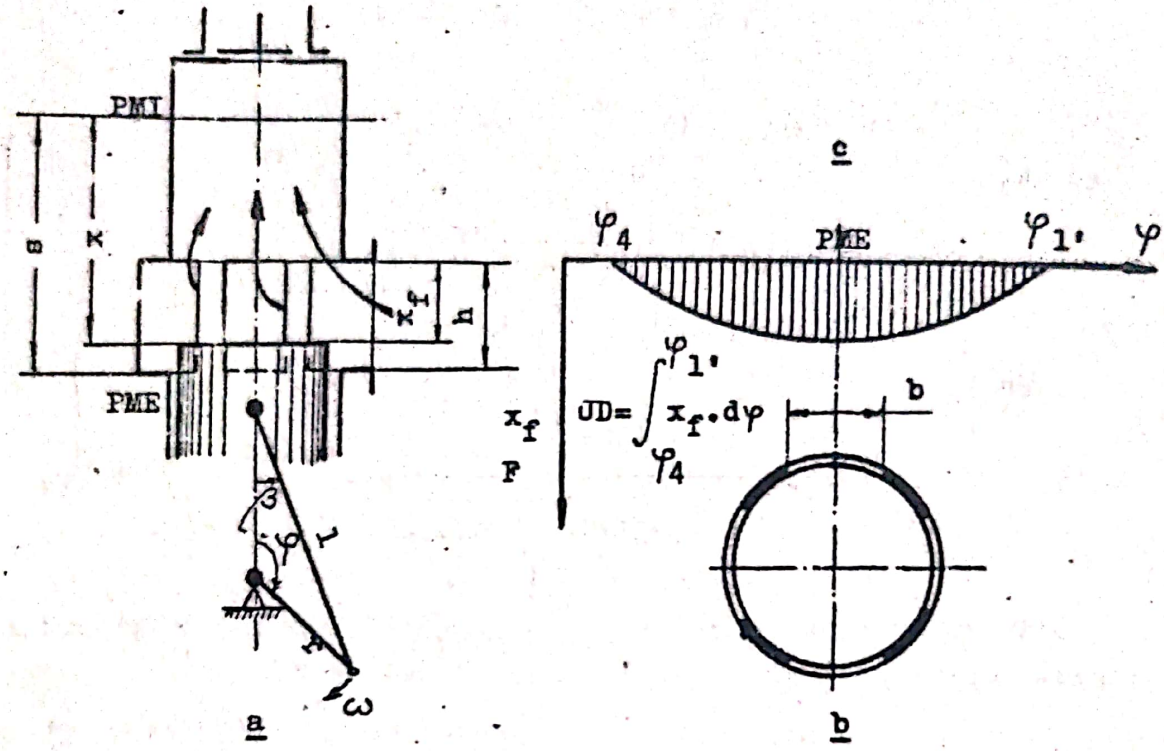


Fig.9.49

unde B este lăţimea totală a ferestrelor pe circumferinţa cilindrului.

Deoarece $\pi - \varphi_4 = \varphi_1' - \pi$ (distribuţie simetrică) se poate scrie:

$$TS_{disp} = \frac{2B}{\omega} \int_{\varphi_4}^{\pi} x_f \cdot d\varphi \qquad (9.77)$$

Se exprimă x_f prin relaţia:

$$x_f = h - (s - x) \qquad (9.78)$$

unde: $s = 2r$ este cursa pistonului, iar x - deplasarea pistonului faţă de PMI, care va fi

$$x = r\,(1-\cos\varphi) + \ell\,(1-\cos\beta) \qquad (9.79)$$

Se notează cu Λ raportul dintre raza manivelei şi lungimea bielei,

$$\Lambda = \frac{r}{\ell}$$

Expresia deplasării pistonului devine

$$x = r\left[1-\cos\varphi + \frac{1}{\Lambda}\left(1-\sqrt{1-\Lambda^2\cdot\sin^2\varphi}\right)\right]$$

Se observă că

$$\sqrt{1-\Lambda^2 \sin^2\varphi} \approx 1 - \frac{\Lambda^2}{2} \sin^2\varphi$$

Deci,

$$x \simeq r\,(1-\cos\varphi + \frac{\Lambda}{2} \sin^2\varphi) \qquad (9.80)$$

şi după înlocuirea în relaţia (9.77) rezultă

$$x_f \simeq h - r(1 + \cos\varphi - \frac{\Lambda}{2} \sin^2\varphi)$$

$$= h-r(1+\cos\varphi - \Lambda \frac{1-\cos^2 2\varphi}{4}) \qquad (9.81)$$

Revenind la relaţia (9.77) şi înlocuind x_f cu relaţia (9.81), după integrare rezultă timpul-secţiune disponibil al ferestrelor de distribuţie:

$$TS_{disp} = \frac{2B}{\omega} \left\{ (\pi - \varphi_4)\cdot(h - r) + r \left[\sin\varphi_4 + \frac{\Lambda}{4} (\pi - \varphi_4 + \frac{1}{2}\sin 2\varphi_4) \right] \right\} \qquad (9.82)$$

Se observă că

$$TS = \frac{1}{\omega} US = \frac{B}{\omega} UD$$

unde: $UD = \int_{\varphi_4}^{\varphi_1'} x_f \cdot d\varphi$ este unghiul-deplasare (fig.9.49 c)

şi $US = B.UD = 2B \int_{\varphi_4}^{\pi} x_f \cdot d\varphi = 2B \left\{ (\pi - \varphi_4)(h-r) + r \left[\sin\varphi_4 + \frac{\Lambda}{4} (\pi - \varphi_4 + \frac{1}{2}\sin 2\varphi_4) \right] \right\}$ (9,83)

Aici, unghiul secţiune, US, se exprimă în m^2.rad. De asemenea, se observă că unghiul-secţiune US este proporţional cu aria haşurată pe diagrama din fig.9.49 c.

d. Determinarea lăţimii totale a ferestrelor de distribuţie

Condiţia de aspiraţie a unei anumite cantităţi de fluid se exprimă prin relaţia:

$$TS_{nec} \leq TS_{disp} \qquad (9.84)$$

Se înlocuieşte TS_{nec} cu expresia (9.74) şi se ţine în vedere că

$$TS_{disp} = \frac{B.UD_{disp}}{\omega},$$

unde, UD_{disp} este unghiul-deplasare disponibil.

Lăţimea totală a ferestrelor de distribuţie va fi

$$B \geq \frac{\lambda \, V_s \cdot \omega}{\mu \cdot \psi \sqrt{\frac{2}{\rho_A} p_A} \cdot UD_{disp}} \qquad (9.85)$$

sau

$$B \geq \frac{2 \, \pi \, .q}{\mu \cdot \psi \sqrt{\frac{}{\rho_A} p_A} \cdot UD_{disp}} \qquad (9.86)$$

Relaţiile (9.85) şi (9.86) evidenţiază factorii de care depinde lăţimea totală B a ferestrelor de distribuţie :

- B creşte pentru productivităţi mai mari;
- B scade pentru debite volumice de fluid pe unitatea de suprafaţă mai mari (valori μ şi ψ mai mari);
- B scade dacă UD_{disp} creşte, adică prin mărirea înălţimii ferestrelor, h.

Dacă lăţimea totală B a ferestrelor depăşeşte o fracţiune limitată din circumferinţa cilindrului, condiţionată de rezistenţa mecanică a acestuia, este necesar să se mărească înălţimea ferestrelor h.

10. REGLAREA PRODUCTIVITATII

10.1. Cerinţe. Clasificare

Reglarea compresorului vizează unul din următoarele două obiective:

- reglarea debitului menţinînd presiunea constantă;
- reglarea presiunii.

In mod obişnuit compresoarele funcţionează în condiţii de debit variabil la utilizare. Presiunea finală a gazului comprimat în compresor depinde de contrapresiunea din reţeaua de utilizare. Compresorul este proiectat pentru debitul maxim cerut de consumator. Deci, reglarea trebuie să asigure numai micşorarea debitului în concordanţă cu reducerea debitului la utilizare, presiunea de refulare rămînînd practic constantă.

Necesitatea reglării presiunii survine, îndeosebi, în instalaţiile frigorifice. In asemenea cazuri, se reglează fie presiunea finală, fie presiunea la aspiraţie sau la refulare pentru una din treptele intermediare.

Reglarea compresorului trebuie să satisfacă cerinţele esenţiale privind siguranţa funcţionării şi economia de energie. In acelaşi timp, sistemul de reglare trebuie să asigure variaţia lină a parametrului reglat, să se caracterizeze prin simplitate constructivă, compactitate şi întreţinere uşoară.

Procedeele de reglare se pot clasifica în funcţie de modul în care se asigură variaţia în timp a parametrului reglat. Se disting:

- reglarea discontinuă sau intermitentă, prin întreruperea temrorară a refulării;
- reglarea în trepte, prin modificarea în salt a debitului la refulare;
- reglarea continuă, prin modificarea continuă a debitului refulat.

Procedeele de reglare pot fi cu sau fără intervenţie directă în procesul din cilindrul de comprimare.

Procedeele de reglare a debitului sînt prezentate sistematic în tabelul lo.1.

Tabelul lo.1

Principiul de reglare	Modul de reglare	Tipul reglării		
		intermitentă	în trepte	continuă
o	1	2	3	4
Intervenţia la antrenare	Oprirea temporară a compresorului (reglarea prin oprire):			
	- oprirea motorului (1)	o		
	- decuplarea compresorului de motor(2)	o		
	Modificarea turaţiei(reglarea pri turaţie):			
	- în trepte (3)		o	
	- continuă (4)			o
Intervenţia pe conductele de legătură	Obturarea conductei de aspiraţie (reglarea prin întreruperea aspiraţiei):			
	- închiderea conductei de aspiraţie (5)	o		

(continuare tabelul 10.1)

0	1	2	3	4
	- strangularea conductei de aspiraţie (reglarea prin laminarea la aspiraţie)(6)			0
	Transvazarea din conducta de refulare în conducta de aspiraţie sau în atmosferă(reglarea prin preaplin):			
	- preaplin liber (7)	0		
	- preaplin cu laminare (8)			0
	- acţiunea combinată a procedeelor 5 şi 7 (9)	0		
Intervenţia asupra supapei de aspiraţie sau de preaplin	Menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie:			
	- menţinerea complet deschisă (reglarea prin mers în gol)(10)	0	0	
	- menţinerea parţial deschisă (11)			0
	Menţinerea temporar deschisă a supapei de aspiraţie, pe o fracţiune din cursa de refulare(12)			0
	Folosirea unei supape de preaplin la cilindru:			
	- deschiderea supapei de preaplin pe o fracţiune din cursa de refulare (reglarea prin orificiu) (13)			0
	- transvazarea prin deschiderea comandată a supapei de preaplin(14)			0
Modificarea spaţiului mort al cilindrului	Cuplarea unui spaţiu mort suplimentar (reglarea prin spaţiu mort):			
	- cuplarea unui spaţiu de mărime invariabilă(15)		0	

(continuare tabelul 1o.1)

a	1	2	3	4
	- cuplarea unui spaţiu de mărime variabilă (16) - combinaţia procedeelor 15 şi 16 (17) - cuplarea unui spaţiu suplimentar pe o fracţiune din cursa pistonului(18)			0 0 0
Modificarea cursei pistonului	Deplasarea cursei pistonului (19) Scurtarea cursei pistonului (2o)			0 0
Combinarea unor principii diferite	Combinarea metodei de la punctul (3) cu metodele de la punctele (5),(7)sau(1o) Combinarea metodelor de la punctele (1o) şi (15). Combinarea metodei de la punctul (8) cu una din metodele de la punctele (3),(4) (1o), (15), (16)	0	0 0	0

1o. 2. Procesul de reglare

1o.2.1. Impulsul de comandă

Debitul compresorului se poate modifica manual sau automat, cu ajutorul unui regulator pus sub acţiunea unui impuls de comandă. Reglarea manuală se utilizează numai în cazul cînd instalaţia compresorului este supravegheată permanent, iar modificarea debitului este de scurtă durată. In prezent, reglarea manuală se întîlneşte rar, la unele compresoare mari din industria chimică, unde, debitul de gaz la utilizare este relativ stabil.

Reglarea automată a debitului se bazează pe semnalul de comandă dat de presiunea din reţeaua de refulare. Se observă că atunci cînd productivitatea compresorului depăşeşte debitul de gaz preluat de consumator, presiunea în reţeaua de refulare creşte, iar cînd productivitatea compresorului este insuficien-

tă, presiunea din reţeaua de refulare scade. Diferenţa dintre productivitatea compresorului şi debitul de gaz consumat la utilizare este compensată de rezervorul tampon din magistrala de refulare. Dacă presiunea la refulare creşte, rezervorul tampon acumulează excesul de gaz şi invers, dacă presiunea la refulare scade, rezervorul tampon se descară. Prin urmare, cînd reglarea este mai perfecţionată, iar productivitatea compresorului este mai flexibilă şi se apropie mai mult de consumul de gaz la utilizare, volumul rezervorului tampon va fi mai redus. Rezervorul tampon are volumul minim necesar pentru atenuarea pulsaţiilor de presiune din reţeaua de refulare, dacă productivitatea este totdeauna în concordanţă cu consumul de gaz.

In concluzie, reglarea productivităţii în funcţie de presiune necesită menţinerea constantă a presiunii în reţeaua de refulare. Variaţia presiunii la refulare indică neconcordanţa dintre productivitate şi consum, fiind utilizată ca impuls de comandă pentru modificarea productivităţii.

1o.2.2. Reglarea prin menţinerea constantă a presiunii gazului din rezervorul tampon

Variaţia presiunii gazului din rezervorul tampon se produce datorită neconcordanţei dintre productivitatea compresorului şi consumul de gaz la utilizare. Prin procesul de reglare se urmăreşte să se echilibreze consumul de gaz din rezervor prin modificarea productivităţii compresorului, astfel încît, presiunea în rezervorul tampon să se menţină invariabilă.

In fig.1o.1 se prezintă schema obişnuită de reglare prin prevederea unui robinet la ieşirea din rezervorul tampon.

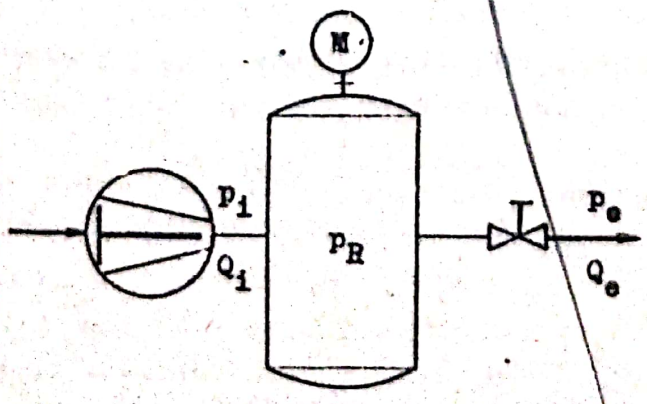


Fig.1o.1

Ecuaţia care descrie procesul de curgere a gazului de la compresor spre utilizare prin intermediul rezervorului tampon, avînd în vedere compresibilitatea gazului din rezervor, se scrie sub forma:

$$C_R \cdot \frac{dp_R}{dt} = Q_i - Q_e \qquad (10.1)$$

în care: $C_R = \frac{dm_R}{dp_R}$ este capacitanţa pentru gaze a rezervorului, în ms^2, m_R fiind masa gazului din rezervor iar

p_R - presiunea din rezervor;

Q_i - debitul masic de gaz la intrare în rezervor (refulat de compresor);

Q_e - debitul masic de gaz la ieşire din rezervor (care curge spre utilizare).

In continuare, se notează cu - indice inferior "o", valorile parametrilor la funcţionare normală şi cu - indice superior " ′ ", variaţiile mici ale parametrilor în jurul valorilor normale. Deci, se poate scrie:

$$\begin{aligned} p_R &= p_{R_o} + p'_R \\ Q_i &= Q_{i_o} + q'_i \\ Q_e &= Q_{e_o} + q'_e \end{aligned} \qquad (10.2)$$

Atunci, ecuaţia (10.1) devine:

$$C_R \cdot \frac{dp'_R}{dt} = q'_i - q'_e \qquad (10.3)$$

Debitul de intrare, Q_i, depinde de presiunea p_i de la extremitatea conductei de intrare în rezervor şi de presiunea p_R din rezervor adică:

$$Q_i = f_i (p_i, p_R) \qquad (10.4)$$

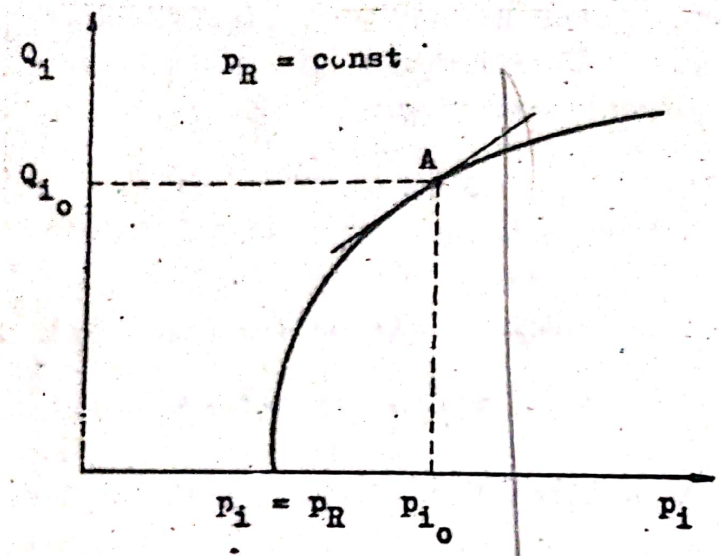
Dacă se consideră variaţiile mici ale parametrilor în jurul valorilor normale rezultă:

$$q'_i = \left(\frac{\partial f_i}{\partial p_i}\right)_o \cdot p'_i + \left(\frac{\partial f_i}{\partial p_R}\right)_o \cdot p'_p \qquad (10.5)$$

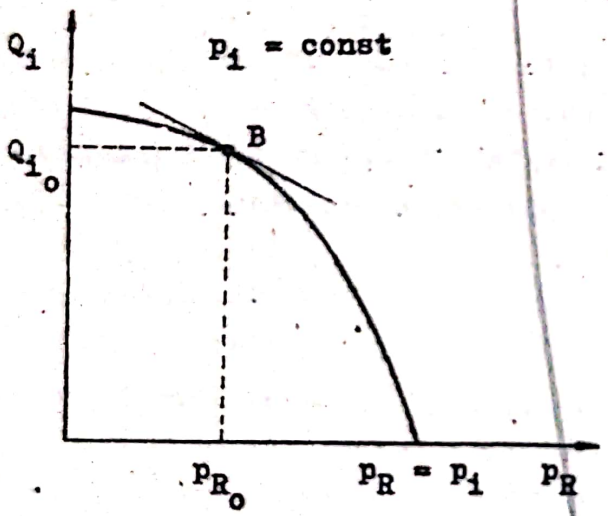
Dependenţele $Q_i (p_i)$ pentru p_R = const. şi $Q_i(p_R)$ pentru p_i = const. se prezintă grafic în fig.10.2 a şi b în care, A şi B marchează regimul normal de funcţionare.

Se notează:

$$\left.\begin{aligned} (\partial f_i / \partial p_i)_o &= 1/R_i \\ (\partial f_i / \partial p_R)_o &= -1/R_\alpha \end{aligned}\right\} \qquad (10.6)$$



a



b

Fig.10.2

Aici, R_i şi R_α sînt rezistenţele la scurgere, exprimate în $(m.s)^{-1}$, considerate în valoare absolută.

Observaţie: In ultima relaţie, prin semnul minus se are în vedere că tangenta la curba din fig.10.2 b, în punctul B, are o valoare negativă.

Deci, ecuaţia (10.5) devine:

$$q_i' = \frac{1}{R_i} \cdot p_i' - \frac{1}{R_\alpha} \cdot p_R' \qquad (10.7)$$

Reglarea se face prin modificarea deschiderii robinetului de la ieşirea din rezervorul tampon. Debitul de ieşire, Q_e, depinde de presiunea p_R în amonte de robinet, de deschiderea Z a robinetului şi de presiunea p_e în aval de robinet, adică:

$$Q_e = f_e(Z, p_R, p_e) \qquad (10.8)$$

Dacă se consideră variaţiile mici ale parametrilor în jurul valorilor normale rezultă:

$$q'_e = \left(\frac{\partial f_e}{\partial Z}\right)_o \cdot z' + \left(\frac{\partial f_e}{\partial p_R}\right)_o \cdot p'_R + \left(\frac{\partial f_e}{\partial p_e}\right)_o \cdot p'_e \qquad (10.9)$$

Dependenţele $Q_e(p_e)$ pentru Z = const şi p_R = const şi respectiv, $Q_e(p_R)$ pentru Z = const şi p_e = const se prezintă grafic în fig.10.3 a şi b, în care, punctele C şi D marchează regimul normal de funcţionare.

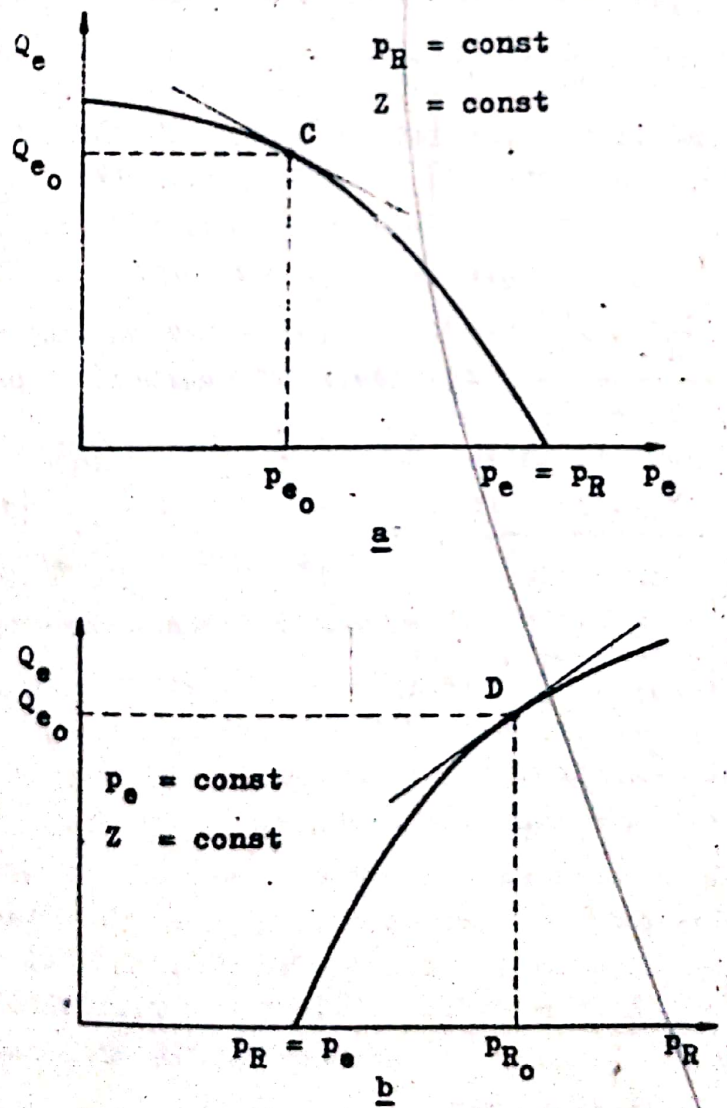


Fig.10.3

Se notează:

$$\left.\begin{aligned} \left(\frac{\partial f_e}{\partial z}\right)_o &= C_Z \\ \left(\frac{\partial f_e}{\partial p_R}\right)_o &= \frac{1}{R_\beta} \\ \left(\frac{\partial f_e}{\partial p_e}\right)_o &= -\frac{1}{R_e} \end{aligned}\right\} \qquad (10.10)$$

Aici, C_Z este un coeficient caracteristic robinetului, exprimat în kg/(s.m), iar R_β şi R_e sînt rezistenţele la scurgere, exprimate în $(m.s)^{-1}$, considerate în valoare absolută.

Observaţie: În ultima relaţie, prin semnul minus se are în vedere că tangenta la curba din fig.1o.3 a, în punctul C_o are o valoare negativă.

Deci, ecuaţia (1o.9) devine:

$$q'_e = C_Z \cdot z' + \frac{1}{R_\beta} \cdot p'_R - \frac{1}{R_e} \cdot p'_e \qquad (1o.11)$$

Introducînd expresiile lui q_i şi q_e din (1o.7) şi (1o.11) în relaţia (1o.3) rezultă:

$$\mathcal{T} \cdot \frac{dp'_R}{dt} + p'_R = - K_Z \cdot z' + K_i \cdot p'_i + K_e \cdot p'_e \qquad (1o.12)$$

unde:

$\mathcal{T} = \dfrac{R_\alpha \cdot R_\beta}{R_\alpha + R_\beta} \cdot C_R$ este constanta de timp a procesului, în s;

$K_Z = \dfrac{R_\alpha \cdot R_\beta}{R_\alpha + R_\beta} \cdot C_Z$;

$K_i = \dfrac{R_\alpha \cdot R_\beta}{R_\alpha + R_\beta} \cdot \dfrac{1}{R_i}$;

$K_e = \dfrac{R_\alpha \cdot R_\beta}{R_\alpha + R_\beta} \cdot \dfrac{1}{R_e}$.

Se observă că procesul de reglare este descris de o ecuaţie diferenţială de ordinul întîi, deci, se încadrează în categoria proceselor de ordinul întîi. Constanta de timp a procesului depinde de capacitanţa C_R a rezervorului şi de rezistenţele R_α şi R_β, care au valori diferite în funcţie de nivelul presiunii p_{R_o}.

Observaţii:

a. Coeficienţii τ, K_Z, K_i şi K_e din ecuaţia (1o.12) se pot considera constanţi numai la variaţii mici ale parametrilor faţă de valorile normale.

b. Cînd curgerea prin robinet este în regim supersonic, adică pentru

$$\frac{p_e}{p_R} < \frac{p_{cr}}{p} \quad \text{(în cazul aerului } \frac{p_{cr}}{p} \approx 0{,}53\text{)},$$

debitul la ieşire Q_e depinde numai de Z şi p_R, iar ecuaţia procesului devine:

$$\tau \cdot \frac{dp'_R}{dt} + p'_R = - K_Z \cdot z' + K_i \cdot p'_i \qquad \text{(1o.12. a)}$$

Deci, presiunea din rezervor p_R se schimbă fie prin modificarea deschiderii robinetului Z, fie prin modificarea presiunii în avalul robinetului, fie sub acţiunea simultană a ambilor factori.

Plecînd de la ecuaţia (1o.12) se pot analiza cîteva cazuri particulare.

α_1. Modificarea bruscă (în treaptă) a deschiderii robinetului cu valoarea z'_T, adică

$$Z = Z_o + z'_T$$

Prin integrarea ecuaţiei procesului rezultă răspunsul sistemului în regim tranzitoriu:

$$p'_{R_t} = - K_Z \cdot z'_T \cdot (1 - e^{-t/\tau}),$$

respectiv,

$$p_{R_t} = p_{R_o} - K_Z \cdot z'_T \cdot (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}).$$

Răspunsul static al sistemului este $p_{R_s} = p_{R_o} - K_Z \cdot z'_T$.

Răspunsul dinamic tinde asimptotic către această valoare pe care o atinge pentru $t \longrightarrow \infty$ (fig.1o.4).

α_2. Modificarea continuă (în rampă sau în pantă) a deschiderii robinetului caracterizată prin $z' = c.t$, c fiind o constantă.

Deci,

$$Z = Z_o + c.t$$

Prin integrarea ecuaţiei procesului rezultă răspunsul sistemului în regim tranzitoriu:

$$p'_{R_t} = - K_Z \cdot c \cdot \left[t - \tau \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \right],$$

respectiv,

$$p_{R_t} = p_{R_o} - K_Z.c\left[t - \tau\left(1-e^{-\frac{t}{\tau}}\right)\right]$$

Răspunsul static al sistemului este $p_{R_s} = p_{R_o} - K_Z.c.t.$

Răspunsul dinamic se deosebeşte cu valoarea

$$\Delta p_{R_d} = p_{R_s} - p_{R_t} = K_Z.c.\tau\left(e^{-t/\tau} - 1\right)$$

în care, $K_Z.c.\tau \cdot e^{-\frac{t}{\tau}}$ reprezintă abaterea în regim tranzitoriu, iar $K_Z.c.\tau$ - abaterea constantă în regim staţionar. Se observă că prin reducerea constantei de timp a sistemului se micşorează atît abaterea tranzitorie, cît şi abaterea staţionară.

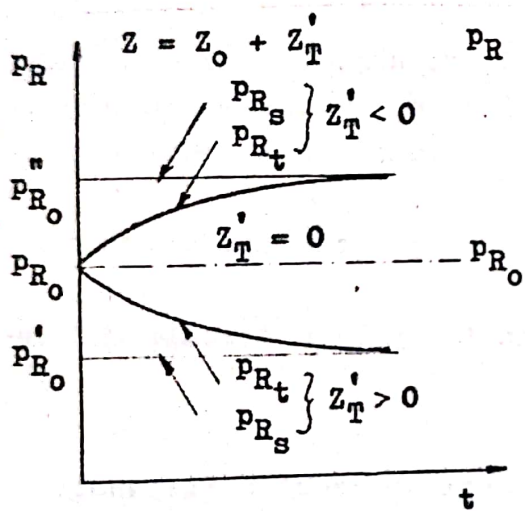


Fig.10.4

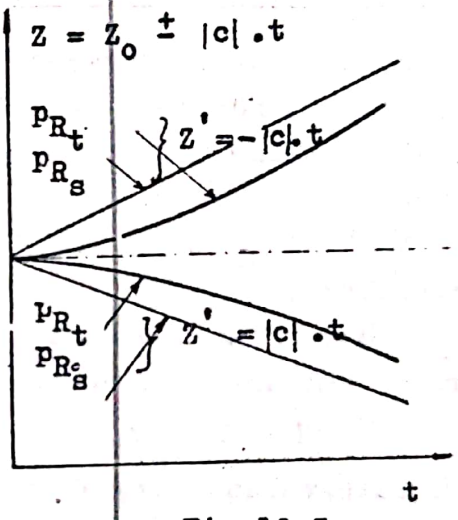


Fig.10.5

In fig.10.5 se prezintă dependenţele $p_{R_t}(t)$ şi $p_{R_s}(t)$ pentru modificarea continuă a deschiderii robinetului de reglare.

β 1. Modificarea bruscă (în treaptă) a presiunii de la ieşire cu valoarea p'_{e_T}, adică $p_e = p_{e_o} + p'_{e_T}$.

Prin integrarea ecuaţiei procesului rezultă răspunsul sistemului în regim tranzitoriu:

$$p'_{R_t} = K_e.p'_{e_T} \cdot \left(1 - e^{-t/\tau}\right),$$

respectiv

$$p_{R_t} = p_{R_o} + K_e.p'_{e_T} \cdot \left(1 - e^{-t/\tau}\right).$$

Răspunsul static al sistemului este $p_{R_s} = p_{R_o} + K_e.p'_{e_T}$.

Răspunsul dinamic tinde asimptotic către această valoare, pe

care o atinge pentru $t \longrightarrow \infty$ (fig.10.6).

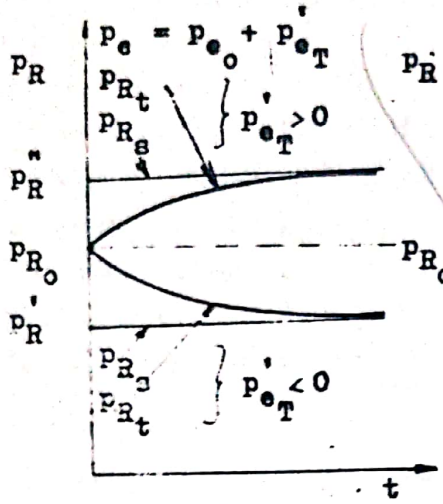


Fig.10.6

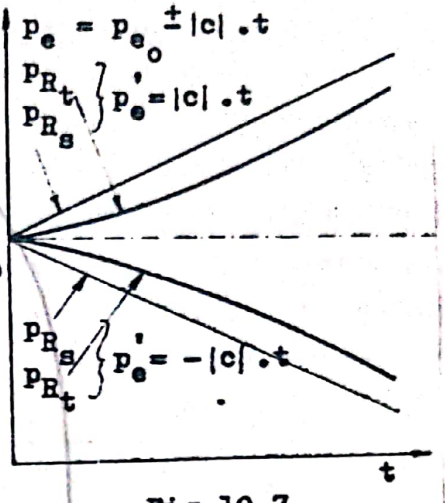


Fig.10.7

β 2. Modificarea continuă (în rampă sau în pantă) a presiunii de la ieşire caracterizată prin $p_e = c.t$, c fiind o constantă. Deci,

$$p_e = p_{e_o} + c.t$$

Prin integrarea ecuaţiei procesului rezultă răspunsul sistemului în regim tranzitoriu:

$$p'_{R_t} = K_e . c . \left[t - \tau \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)\right]$$

respectiv,

$$p_{R_t} = p_{R_o} - K_e . c . \left[t - \tau \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)\right]$$

Răspunsul static al sistemului este $p_{R_s} = p_{R_o} - K_e . c . t$.

Răspunsul dinamic se deosebeşte cu valoarea

$$\Delta p_{R_d} = p_{R_s} - p_{R_t} = - K_e . c . \tau . \left(e^{-\frac{t}{\tau}} - 1\right)$$

în care, $-K_e . c . \tau . e^{-\frac{t}{\tau}}$ reprezintă abaterea în regim tranzitoriu, iar $K_e . c . \tau$ - abaterea constantă în regim staţionar. Se observă că prin reducerea constantei de timp a sistemului se micşorează atît abaterea tranzitorie, cît şi abaterea staţionară.

In fig.10.7 se prezintă dependenţele $p_{R_t}(t)$ şi $p_{R_s}(t)$ pentru modificarea continuă a presiunii la ieşirea din robinetul de reglare.

In concluzie, răspunsul sistemului depinde, în primul rînd, de constanta de timp τ, care, la rîndul ei este determinată, îndeosebi, de capacitatea rezervorului C_R. Pen-

tru micşorarea abaterii răspunsului tranzitoriu faţă de răspunsul static este necesar să se micşoreze constanta de timp a sistemului. In acest scop trebuie să se reducă volumul rezervorului, de care depinde capacitatea lui pentru gaze, C_R, şi respectiv, constanta de timp a procesului. Micşorarea volumului rezervorului este limitată de reducerea capacităţii lui de atenuare a pulsaţiilor de debit şi de presiune.

10.2.3. Reglarea contrapresiunii la refulare

In schema echivalentă a unui sistem de reglare automată a contrapresiunii la refulare, prezentată în fig.10.8, se disting ca elemente principale linia reglată 1 şi dispozitivul de reglare 2.

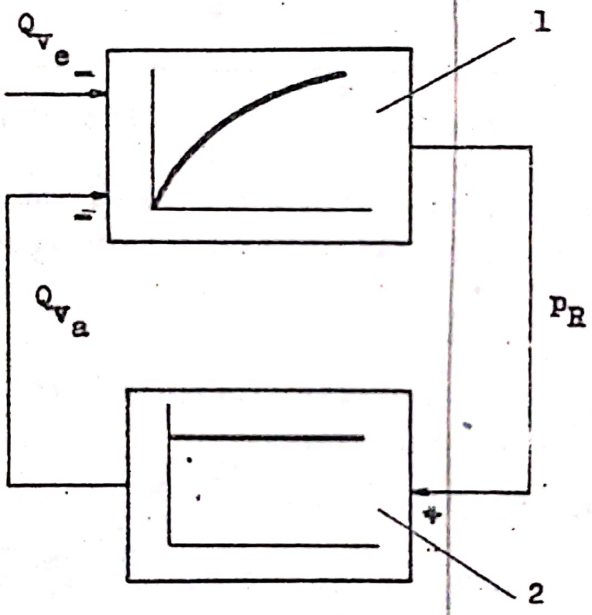


Fig.10.8

a. Linia reglată constă din motorul de antrenare, compresorul cu piston, rezervorul tampon, răcitorul intermediar sau final şi conductele de legătură.

Mărimea reglată reprezentînd semnalul de ieşire poate fi presiunea intermediară p_{I_j}; presiunea la refulare din ultima treaptă p_f sau presiunea din rezervorul tampon p_R. In cele ce urmează se consideră ca semnal de ieşire presiunea p_R din rezervor, avînd valoarea normală p_{Ro}.

Mărimea de reglaj reprezentînd semnalul de intrare este debitul de gaz aspirat Q_{Va}, care variază în domeniul de reglare Q_{Va}^{reg}.

Mărimea perturbatoare este reprezentată de debitul de gaz Q_{Ve} la ieşirea din rezervor.

Cînd linia reglată este perturbată, echilibrarea ei se produce cu întîrziere deoarece variaţia presiunii p_R prin modificarea debitului aspirat se produce treptat. Starea de echilibru este condiţionată de faza de destindere a gazului rămas în spaţiul mort, care limitează raportul de comprimare şi presiunea la refulare.

In fig.10.9 se observă că dacă debitul de gaz Q_{ve} la ieşirea din rezervor scade, presiunea din rezervor p_R creşte şi invers, cînd debitul preluat din rezervor creşte, presiunea în interiorul lui scade.

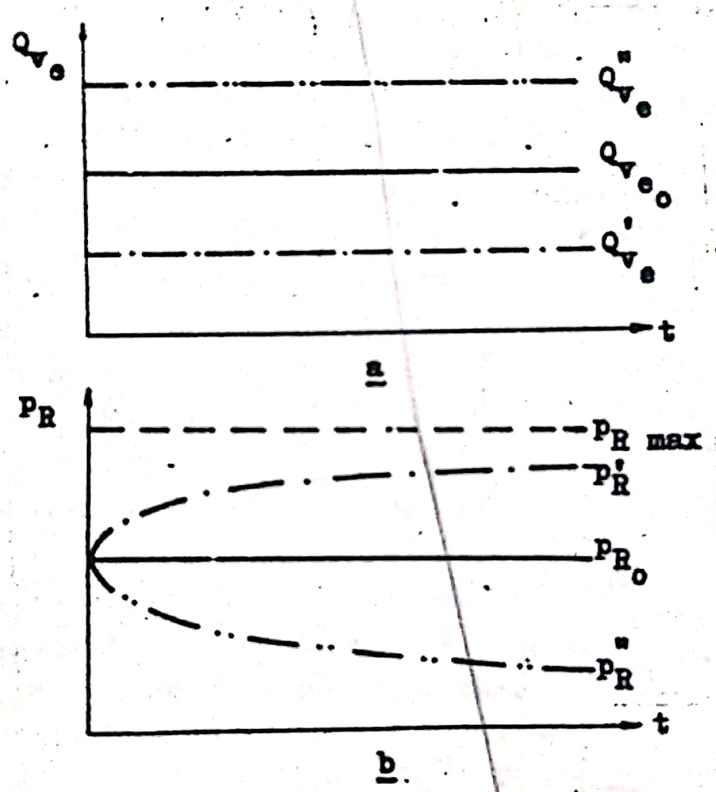


Fig.10.9

b. Dispozitivul de reglare constă din dispozitivul de comandă (regulatorul) şi dispozitivul de execuţie.

Regulatorul măsoară presiunea din rezervor şi, în acelaşi timp, reduce presiunea mediului de lucru, care serveşte ca sursă de energie auxiliară, pînă la valoarea presiunii de comandă , p_C, ca semnal de ieşire. In mod obişnuit, p_C = 5...6 bar. Regulatorul funcţionează după procedeul bipoziţional, în cazul compresoarelor mici, sau prin reglare manuală, continuă, în cazul compresoarelor mari.

Dispozitivul de execuţie primeşte semnalul de intrare

sub forma presiunii de comandă p_C şi comandă prin semnalul său de ieşire dispozitivul de modificare a debitului de gaz, Q_{V_a}, la aspiraţie (mărimea de reglaj). Dintre dispozitivele utilizate pentru modificarea debitului la aspiraţie se menţionează: dispozitivul cu gheare pentru menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie, supapa pentru închiderea conductei de aspiraţie, întrerupătorul electric al motorului de antrenare, pîrghia de acceleraţie a pompei de injecţie sau a carburatorului de la motorul termic. In mod obişnuit, se utilizează dispozitivul cu gheare pentru menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie, care se execută pentru presiuni de aspiraţie pînă la 6o bar şi pentru diametre ale discurilor supapelor pînă la 36o mm.

c. Circuitul (bucla) de reglare constă din regulator şi linia reglată (fig.10.8). In fig.1o.9 se observă variaţia în timp a semnalului de ieşire, p_R, în cazul modificării dis-

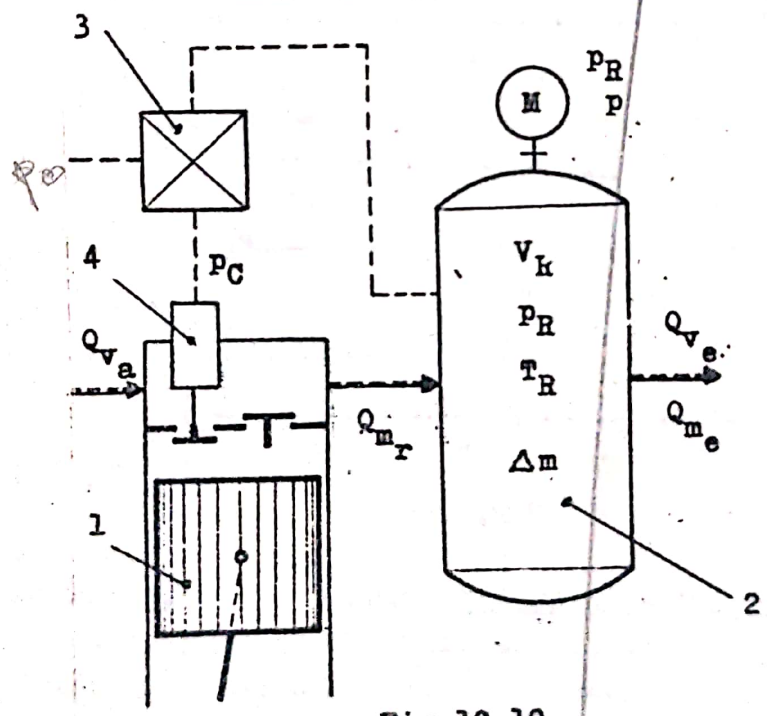


Fig.10.10

continue (în salt) a semnalului de intrare, Q_{V_e}. In fig.1o.8 sensurile de acţiune sînt marcate prin săgeţi, iar tendinţa este redată prin semnul afectat semnalului de intrare, Q_{V_e}.

Observaţie: Semnul plus caracterizează un semnal de intrare, Q_{V_e}, mai puternic şi un semnal de ieşire, p_R, mai slab. Semnul minus caracterizează un semnal de intrare, Q_{V_e}, mai slab şi un semnal de ieşire, p_R, mai intens.

In cazul unei perturbaţii, de exemplu, la o micşorare a debitului de gaz Q_{ve} la utilizare (semnul minus), presiunea p_R din rezervorul de pe linia reglată creşte (semnul plus). Ca urmare, presiunea mărită p_C din dispozitivul de reglare reduce debitul Q_{va} la aspiraţie (semnul minus) . Debitul aspirat micşorat conduce la reducerea presiunii p_R din rezervorul de pe linia reglată. Procesul se repetă pînă cînd debitele de gaz la aspiraţie şi la utilizare se egalează. Starea de echilibru se va atinge pentru o presiune în rezervor p_R ceva mai mare decît în regimul staţionar precedent, dar, diferenţa de presiune este neînsemnată.

10.3. Procedee de reglare

10.3.1. Reglarea bipoziţională

In fig.10.1c se prezintă schema adecvată pentru reglarea discontinuă, bipoziţională a presiunii din rezervorul tampon. Se disting: 1 - compresorul cu piston; 2 - rezervorul tampon; 3 - regulatorul; 4 - dispozitivul de execuţie. Dispozitivul de execuţie constă dintr-un dispozitiv cu gheare pentru menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie. Reglarea presiunii p_R din rezervor se realizează prin întreruperea debitului compresorului, Q_{mr}, cu ajutorul regulatorului, care acţionează dispozitivul de menţinere deschisă a supapei de aspiraţie.

Se notează cu p_{Rc}, presiunea de conectare, la care începe refularea în rezervor şi cu p_{Rd}, presiunea de deconectare, la care se întrerupe refularea în rezervor.

In perioada de conectare T_c regulatorul cuplează dispozitivul de execuţie cu atmosfera, la presiunea p_o. Supapa de aspiraţie funcţionează normal, iar presiunea din rezervorul tampon creşte de la p_{Rc} la p_{Rd}.

In perioada de deconectare T_d regulatorul cuplează dispozitivul de execuţie cu presiunea de comandă p_C. Discul supapei de aspiraţie este apăsat permanent pe limitatorul de cursă, refularea este întreruptă (gazul, în cazul de faţă aerul, fiind refulat înapoi în atmosferă prin supapa de aspiraţie), iar presiunea p_R din rezervorul tampon scade de la p_{Rd} la p_{Rc}, datorită curgerii gazului din rezervor spre utilizare (debitul Q_{ve}).

Valoarea prescrisă a mărimii reglate, p_R, corespunde valorii medii a presiunii din rezervor:

$$p_{R\,med} \approx 0{,}5 \cdot (p_{Rc} + p_{Rd}) \qquad (1o.13)$$

Presiunea de comandă p_C se modifică brusc (prin salt), de la valoarea p_R la valoarea p_o și invers.

Durata perioadei și frecvența deconectărilor se calculează cu relațiile:

$$T = T_c + T_d \qquad (1o.14)$$

$$f = \frac{1}{T} \qquad (1o.15)$$

Reglarea intermitentă (bipozițională) se utilizează la compresoare mici, caracterizate prin: $q \leqslant 1o\ m^3/min$; $p_R \leqslant 1$ MPa; $n \geqslant 5oo$ rot/min.

1o.3.1.1. Frecvența deconectărilor

Debitul de gaz Q_{me} prelevat din rezervor se exprimă ca o fracțiune din debitul de gaz Q_{mr} refulat de compresor:

$$Q_{me} = \alpha \cdot Q_{mr} \qquad (1o.16)$$

Masa de gaz acumulată în rezervor în timpul unei conectări (fig.1o.11 b) este dată de relația:

$$\Delta m_c = (Q_{me} - Q_{mr}) \cdot T_c = (1 - \alpha) \cdot T_c \qquad (1o.17)$$

Masa de gaz extrasă din rezervor în timpul unei deconectări (fig.1o.11 b) este dată de relația:

$$\Delta m_d = Q_{me} \cdot T_d = \alpha \cdot Q_{mr} \cdot T_d \qquad (1o.18)$$

Dacă se neglijează variația debitelor masice datorită oscilațiilor de presiune din rezervor p_R (fig.1o.11 a) în limitele diferenței de presiune $\Delta p = p_{Rd} - p_{Rc}$, se poate considera că

$$\Delta m_c = \Delta m_d = \Delta m.$$

Observație: În regim stabilizat, $p_{R\,med} = const$, iar cantitățile de gaz acumulate sau extrase din rezervor în timpul conectărilor sau deconectărilor trebuie să fie egale.

Din relațiile (1o.17) și (1o.18) rezultă:

$$T_d = \frac{1 - \alpha}{\alpha} T_c \qquad (1o.19)$$

și

$$\nu = \frac{1}{T_c + T_d} = \frac{\alpha}{T_c}, \qquad (1o.2o)$$

iar din relațiile (1o.17) și (1o.2o) se obține frecvența deconectărilor:

$$\nu = (1 - \alpha) \cdot \alpha \frac{Q_{mr}}{\Delta m} \qquad (1o.21)$$

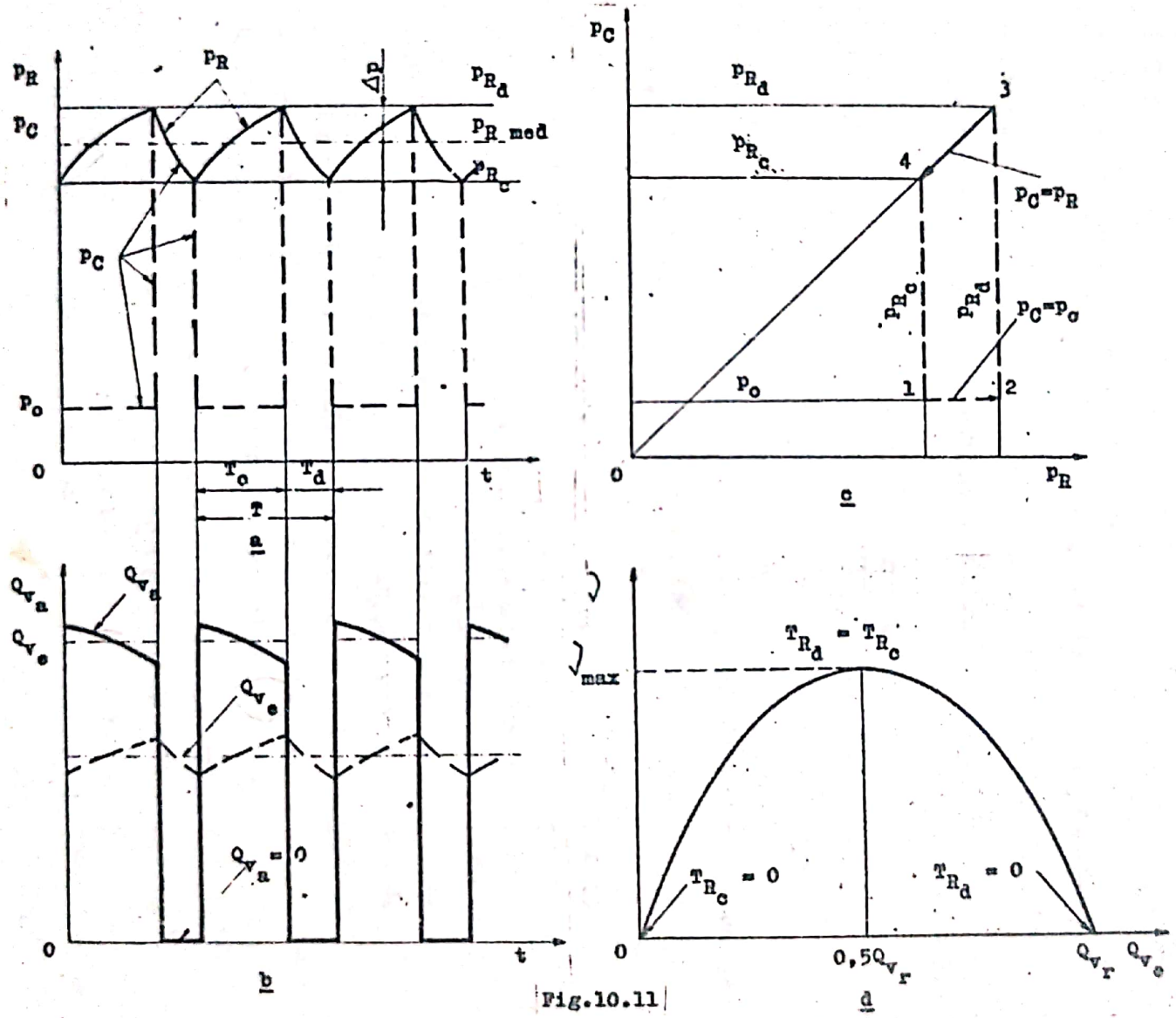

p_R
p_C
p_o
Δp
p_{R_d}
$p_{R\ mod}$
p_{R_c}
T_c
T_d
T
t
0
a
Q_{V_a}
Q_{V_e}
$Q_{V_R} = 0$
b
p_C
p_{R_d}
p_{R_c}
$p_C = p_R$
p_{R_o}
$p_C = p_o$
1
2
3
4
c
$T_{R_d} = T_{R_c}$
$T_{R_c} = 0$
$T_{R_d} = 0$
$0{,}5Q_{V_r}$
Q_{V_r}
d

Fig.10.11

In fig.1o.11 d se prezintă dependenţa $\nu = f(\alpha)$ conform ecuaţiei (1o.21), care este o parabolă. Se observă:

- pentru $\alpha = 0$ şi $\alpha = 1$,
  $\nu = 0$;
- pentru $\alpha = 0{,}5$,

$$\nu_{max} = \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_{mr}}{\Delta m} \qquad (1o.22)$$

Utilizînd ultima relaţie, frecvenţa deconectărilor conform expresiei (1o.21) devine:

$$\nu = 4(\alpha - 1)\alpha\, \nu_{max} \qquad (1o.23)$$

Durata deconectării rezultă din relaţiile (1o.19) şi (1o.2o):

$$T_d = \frac{1 - \alpha}{\nu} \qquad (1o.24)$$

Observaţii:

Densitatea gazului la intrarea în rezervor, ρ_r, şi densitatea gazului la ieşirea din rezervor, ρ_e, pot fi considerate egale, $\rho_r = \rho_e$. Deoarece $Q_{me} = \alpha \cdot Q_{mr}$, rezultă $Q_{ve} = \alpha \cdot Q_{vr}$.

Dacă frecvenţa deconectărilor este maximă, ν_{max}, deoarece $\alpha = 0{,}5$ rezultă $T_d = T_c$ şi $Q_{ve} = 0{,}5\, Q_{vr}$.

Dacă frecvenţa deconectărilor este nulă, $\nu = 0$, şi $\alpha = 0$ rezultă $T_c = 0$ şi $Q_{ve} = 0$.

Dacă frecvenţa deconectărilor este nulă, $\nu = 0$, şi $\alpha = 1$ rezultă $T_d = 0$ şi $Q_{ve} = Q_{vr}$.

In fig.1o.11 c se prezintă corelaţia dintre presiunea de comandă p_C şi presiunea din rezervor p_R. In perioada conectării $p_C = p_o$, iar în perioada deconectării $p_C = p_R$, p_R variind între p_{Rd} şi p_{Rc}.

1o.3.1.2. Volumul rezervorului

Rezervorul se dimensionează în funcţie de frecvenţa maximă a deconectărilor, ν_{max}. Se are în vedere relaţia(1o.22), în care,

$$Q_{mr} = \frac{p_A \cdot q}{R \cdot T_A} \qquad \text{şi}$$

$$\Delta m = \frac{\Delta p \cdot V_R}{R \cdot T_R}$$

Aici, Δm reprezintă masa de gaz acumulată sau extrasă din rezervor, iar T_R - temperatura medie a gazului existent în rezervor.

Rezultă:

$$V_R = \frac{1}{4 \nu_{max}} \cdot \frac{p_A \cdot q}{\Delta p} \cdot \frac{T_R}{T_A} \qquad (10.25)$$

Observaţie: In mod obişnuit, diferenţa dintre temperaturile T_A şi T_R este relativ mică.

Volumul economic al rezervorului corespunde unei frecvenţe maxime a deconectărilor de cel mult $\nu_{max} \approx 30...60$ 1/h şi unei diferenţe mari de presiune $\Delta p \approx 1...2$ bar.

10.3.1.3. Regulatorul

Regulatorul are rolul de a comanda întreruperea sau restabilirea debitului compresorului la refularea în rezervorul tampon, în funcţie de presiunea din interiorul acestuia, în concordanţă cu cerinţele de debit la utilizare.

Cerinţele privind limitarea frecvenţei deconectărilor, micşorarea volumului rezervorului şi creşterea promptitudinii sistemului de reglare impun ca în caracteristica regulatorului să fie indicată zona de insensibilitate. Insensibilitatea regulatorului se caracterizează prin aceea că debitul compresorului se restabileşte la presiunea p_{R_c}, care este mult mai mică decît presiunea p_{R_d}, la care debitul compresorului se întrerupe.

Domeniul de insensibilitate se măsoară prin diferenţa admisibilă a presiunii din rezervor,

$$\Delta p = p_{R_d} - p_{R_c} .$$

Regulatorul trebuie să aibă un domeniu de insensibilitate satisfăcător, pentru a nu reacţiona la variaţii mici de presiune, cum ar fi cele produse datorită pulsaţiilor debitului la refularea compresorului.

Regulatoarele bipoziţionale pot fi pneumatice sau electrice.

a. Regulatorul pneumatic

Regulatorul pneumatic constă dintr-o supapă cu trei căi, prin intermediul căreia, cilindrul dispozitivului de execuţie este pus în legătură cu rezervorul tampon sau cu atmosfera. Supapa regulatorului este comandată pe de o parte de presiu-

nea din rezervor, iar pe de altă parte, de un arc sau de o greutate.

Regulatorul cu arc (fig.10.12) se compune din cilindrul (bucşa)1, supapa 2, pîrghia 3 şi arcul 4.

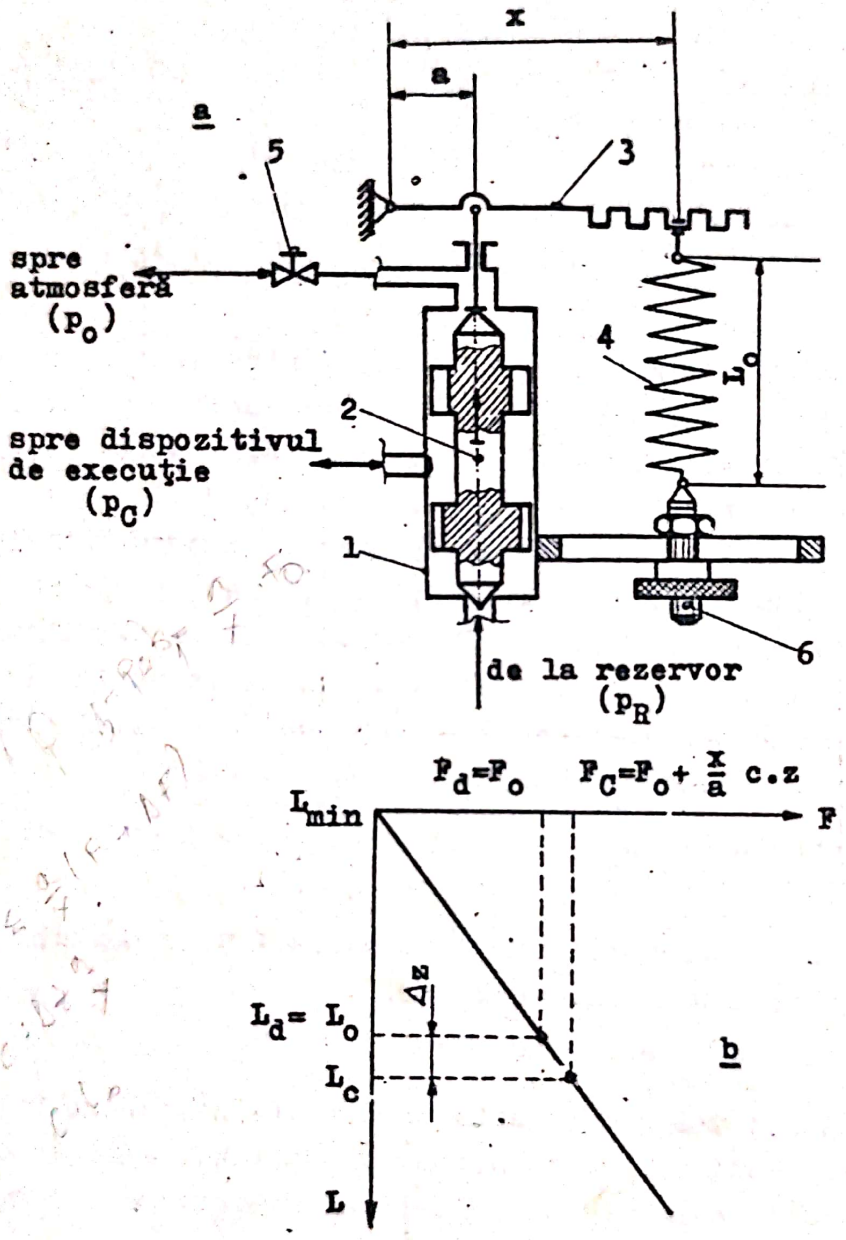


Fig.10.12

In perioada de conectare arcul menţine supapa pe sediul inferior, cilindrul dispozitivului de execuţie fiind pus sub acţiunea presiunii atmosferice, care se transmite prin sediul superior şi canalul median ($p_R < p_{Rd}$; $p_C = p_o$).

Conectarea este precedată de descărcarea cilindrului dispozitivului de execuţie. Gazul, aflat iniţial la presiunea din

rezervor, se destinde prin canalul median al regulatorului, trece prin crestăturile prevăzute pe porţiunea de ghidare din partea superioară a supapei şi apoi, prin sediul superior al regulatorului, ieşind în atmosferă.

Supapa se ridică de pe sediul inferior în momentul în care forţa creată prin acţiunea presiunii din rezervor pe suprafaţa transversală expusă de supapă în sediul respectiv depăşeşte forţa arcului ($p_R = p_{Rd}$). Imediat ce supapa s-a desprins de pe sediu, aria portantă expusă presiunii din rezervor creşte brusc şi apare o forţă suplimentară, care, accelerează deplasarea supapei spre sediul superior.

In perioada de deconectare presiunea din rezervor menţine supapa pe sediul superior, cilindrul dispozitivului de execuţie fiind pus sub acţiunea presiunii respective, care se transmite prin sediul inferior şi canalul median ($p_R > p_{Rc}$, $p_C = p_R$).

Deconectarea este precedată de punerea sub presiune a cilindrului dispozitivului de execuţie. Gazul de la rezervor trece prin sediul inferior al regulatorului, prin crestăturile prevăzute pe porţiunea de ghidare din partea inferioară a supapei şi apoi, prin canalul median spre cilindrul dispozitivului de execuţie, în care, presiunea creşte pînă la valoarea p_R.

Canalul de legătură cu atmosfera are o secţiune redusă, reglabilă cu ajutorul robinetului 5. De aceea, diferenţa de presiune portantă, recepţionată de gulerul inferior al supapei, acţionează un timp scurt, corespunzător existenţei curentului de gaz spre dispozitivul de execuţie. Dacă în intervalul de timp respectiv, supapa nu ajunge pe sediul superior, forţa arcului şi forţa datorată presiunii crescînde de pe partea superioară a supapei readuc supapa spre sediul inferior, în apropierea căruia supapa începe să vibreze.

Pentru aşezarea fermă a supapei pe sediul superior i se limitează cursa la 0,5...1,0 mm, iar crestăturile inferioare au o secţiune mai redusă sau sînt în număr mai mic. Menţinerea supapei pe sediul superior, cu toate că forţa arcului este mai mare, se asigură prin aceea că diametrul secţiunii portante de la partea inferioară a supapei este mai mare decît în cazul părţii superioare.

Cînd presiunea din rezervor scade pînă la valoarea p_{R_c} supapa se desprinde de sediul superior şi, sub acţiunea arcului şi a presiunii, care se repartizează acum pe ambele supra-

feţe portante, inferioară şi superioară, se aşează pe sediul inferior. Gazul din dispozitivul de execuţie iese prin regulator spre atmosferă şi se reia debitul compresorului.

Presiunea de deconectare se reglează prin pretensionarea corespunzătoare a arcului regulatorului cu ajutorul şurubului 6.

Gradul de insensibilitate se reglează prin deplasarea extremităţii superioare a arcului în lungul pîrghiei orizontale 3, concomitent cu pretensionarea acestuia.

Dacă se neglijează lăţimea suprafeţei de etanşare în sediile supapei, precum şi greutatea supapei şi a pieselor mobile aferente, presiunea de deconectare va fi:

$$p_{R_d} = \frac{x}{a} \cdot \frac{F_o}{S_1} + p_o \qquad (1o.26)$$

unde: $F_o = c.L_o$ este forţa iniţială a arcului, c fiind constanta de elasticitate a arcului, iar

L_o - lungimea iniţială a arcului (fig.1o.12);

S_1 - aria secţiunii de trecere prin sediul inferior, iar x şi a au semnificaţiile din fig.1o.12.

Presiunea de conectare va fi:

$$p_{Rc} = \frac{x}{a} \cdot \frac{1}{S_2} \cdot (F_o + \frac{x}{a} \cdot c.\Delta z) + p_o \qquad (1o.27)$$

unde: S_2 este aria secţiunii de trecere prin sediul superior ($S_2 > S_1$);

Δz - deplasarea supapei faţă de sediul inferior.

Domeniul de insensibilitate se stabileşte cu relaţia $\Delta p = p_{R_d} - p_{R_c}$, care, pe baza ultimelor două relaţii se exprimă prin relaţia:

$$\Delta p = \frac{1}{S_1} \left[(p_{Rc} - p_o)(S_2 - S_1) - \frac{x^2}{a^2} . c . \Delta z \right] \qquad (1o.28)$$

Deci, domeniul de insensibilitate depinde de constanta arcului c, de cursa supapei Δz, de raportul x/a, de diferenţa dintre ariile secţiunilor de trecere prin cele două sedii $S_2 - S_1$, de presiunea de conectare p_{R_c} şi de aria S_1.

Domeniul de insensibilitate se îngusteaza prin deplasarea capătului superior al arcului spre extremitatea pîrghiei, adică prin mărirea raportul x/a.

Dacă execuţia sau întreţinerea regulatorului nu este corectă, frecările dintre supapă şi bucşă pot conduce la creşterea domeniului de insensibilitate teoretic cu cca 4o...1oo%.

In funcţie de lăţimea Δp a domeniului de insensibilitate, poziţia extremităţii superioare a arcului pe pîrghia orizontală va fi precizată de una din relaţiile următoare:

$$x = a. \sqrt{\frac{S_2 \cdot (p_{Rc} - p_o) - S_1 \cdot (p_{Rd} - p_o)}{c. \Delta z}} ; \qquad (1o.29)$$

$$x = a. \sqrt{\frac{(p_{R_c} - p_o)(S_2 - S_1) - S_1 \cdot \Delta p}{c. \Delta z}} \qquad (1o.3o)$$

In absenţa frecărilor, caracteristica regulatorului cu arc (fig.1o.13) prezintă o dependenţă liniară între poziţia z a supapei şi presiunea din sediul inferior p_R. Ea evidenţiază următoarele aspecte:

- dacă impulsul de presiune este fluctuant, supapa vibrează şi se uzează mai repede;
- supapa poate ocupa şi o poziţie intermediară, între cele două sedii, corespunzător căreia, dispozitivul de execuţie nu este complet încărcat sau descărcat, astfel că reglarea nu decurge corect; acest caz apare dacă sistemul de reglare şi îndeosebi, dispozitivul de execuţie prezintă neetanşeităţi.

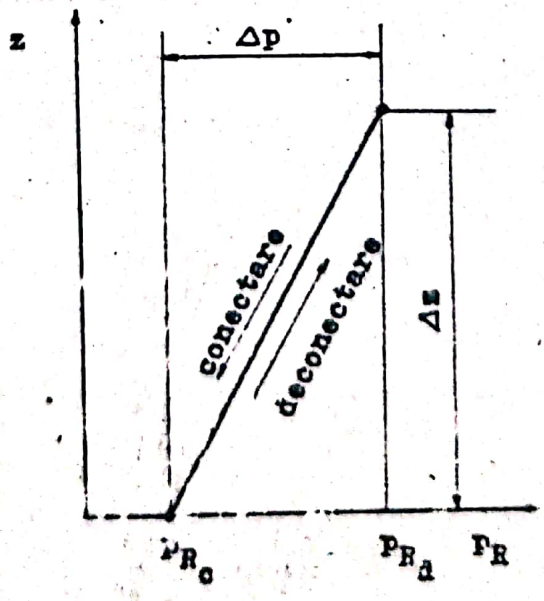


Fig.1o.13

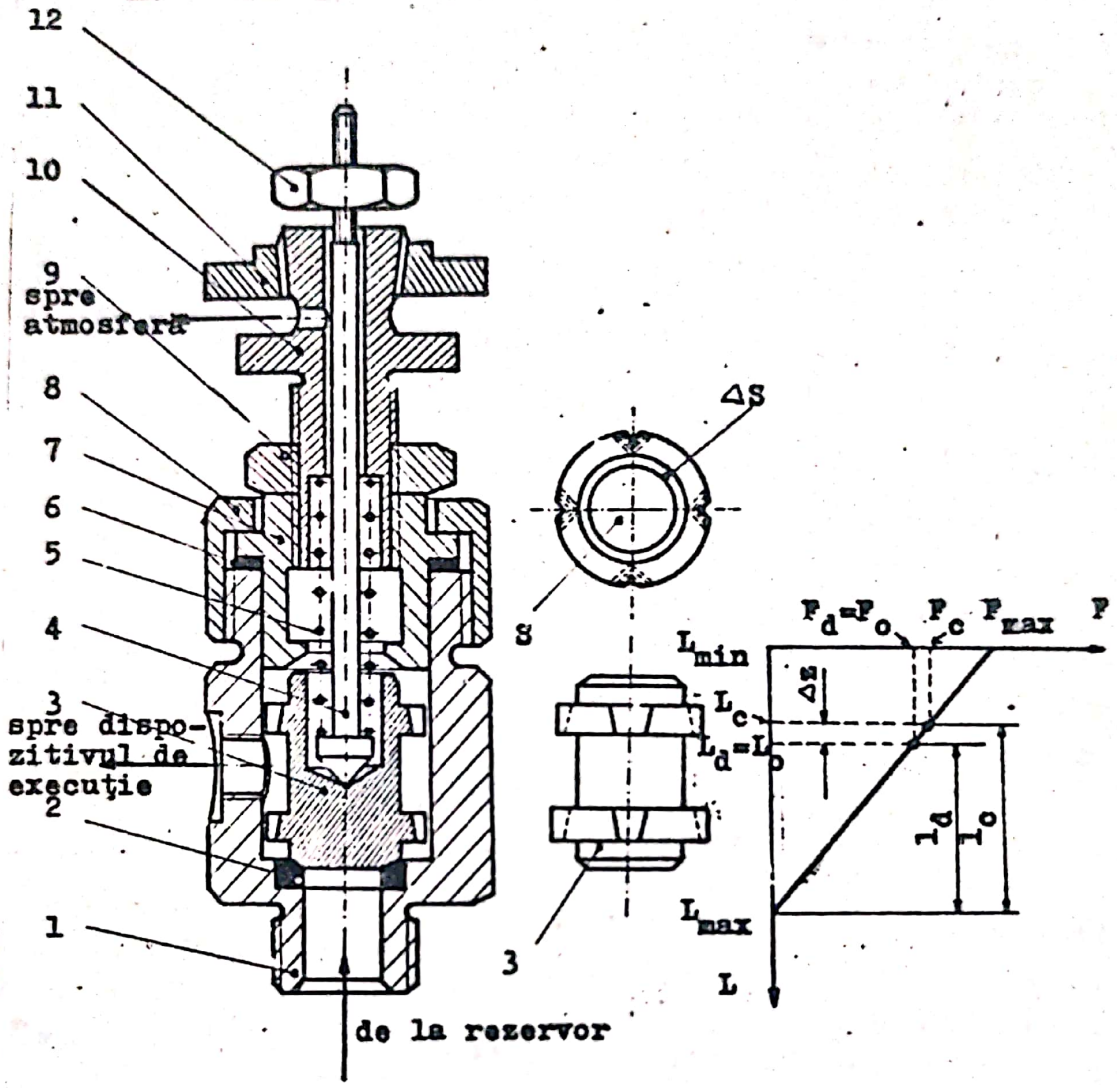


Fig.10.14

In fig.1o.14 se prezintă un regulator cu arc coaxial cu supapa, avînd următoarele componente: 1 - corpul; 2 - sediul inferior; 3 - supapa; 4 - tija; 5 - arcul; 6 - inelul de etanşare-reglare; 7 - sediul superior; 8 - piuliţa de fixare; 9 - contrapiuliţa; 1o - bucşa filetată pentru pretensionarea arcului; 11 - rozeta; 12 - piuliţa. Se observă forma crestăturilor de secţiune variabilă plasate pe porţiunile de ghidare a supapei, plasate în vecinătatea celor două sedii.

Se neglijează greutatea supapei şi se au în vedere notaţiile de pe fig.1o.14.

Ecuaţiile de echilibru al forţelor care acţionează pe supapă la deconectare şi la conectare sînt următoarele:

$$p_{R_d} \cdot S = p_o \cdot (S + \Delta S) + c \cdot \ell_d \qquad (10.31)$$

$$p_{R_c} (S + \Delta S) = p_o \cdot S + c \cdot \ell_c \qquad (10.32)$$

Aici S este aria suprafeţei frontale a supapei, ΔS - creşterea ariei respective la ridicarea supapei de pe sediul inferior, iar ℓ_d şi ℓ_c - deformaţiile arcului corespunzătoare plasării supapei pe sediile inferior şi respectiv, superior.

A doua ecuaţie se scade din prima şi se au în vedere relaţiile:

$$p_{Rd} - p_{Rc} = \Delta p;$$

$$\ell_c - \ell_d = \Delta z$$

Domeniul de insensibilitate va fi:

$$\Delta p = \frac{(p_{Rc} + p_o)\ \Delta S - c.z}{S} \qquad (10.33)$$

Valori experimentale: p_R = 4...16 bar şi Δp = (0,10...0,25).($p_{Rc} - p_o$) = 0,3...2 bar pentru p_{Rc} = 3...12 bar.

Reglaje:

- presiunea de conectare p_{Rc} se măreşte prin tensionarea arcului 5 cu ajutorul bucşei filetate 10 (ec. 10.32);
- domeniul de insensibilitate Δp se îngustează prin înlocuirea inelului de etanşare-reglare 6 cu unul mai subţire, astfel încît să se micşoreze cursa Δz a supapei (ec.10.33).

Obs.: Simultan cu micşorarea lui Δp se reduce p_{Rd}.

Secţiunea de descărcare a dispozitivului de execuţie în atmosferă se reduce cu ajutorul şurubului 5 (fig.10.12); ea trebuie să fie mai mică decît secţiunea de trecere prin sediul inferior al supapei; în caz contrar, presiunea din camera superioară a supapei scade prea repede, în timp ce pe suprafaţa frontală inferioară a supapei acţionează impulsul total de presiune; ca urmare, mişcarea descendentă a supapei se frînează şi poate să devină instabilă (supapa începe să "fluture").

Compresorul se porneşte în gol prin punerea dispozitivului de execuţie sub acţiunea presiunii din rezervor. In acest scop, se ridică tija 4 a regulatorului sau se deschide un robinet de ocolire a acestuia, plasat pe o conductă care leagă dispozitivul de execuţie cu rezervorul tampon.

Regulatoarele cu arc sînt mai simple şi au dimensiuni mai reduse. Ele se pretează la reglarea compresoarelor mobile, la

care, vibraţiile şasiului sau poziţia oblică a regulatorului exercită o influenţă redusă.

Regulatorul cu greutăţi (fig.10.15) se compune din serta-

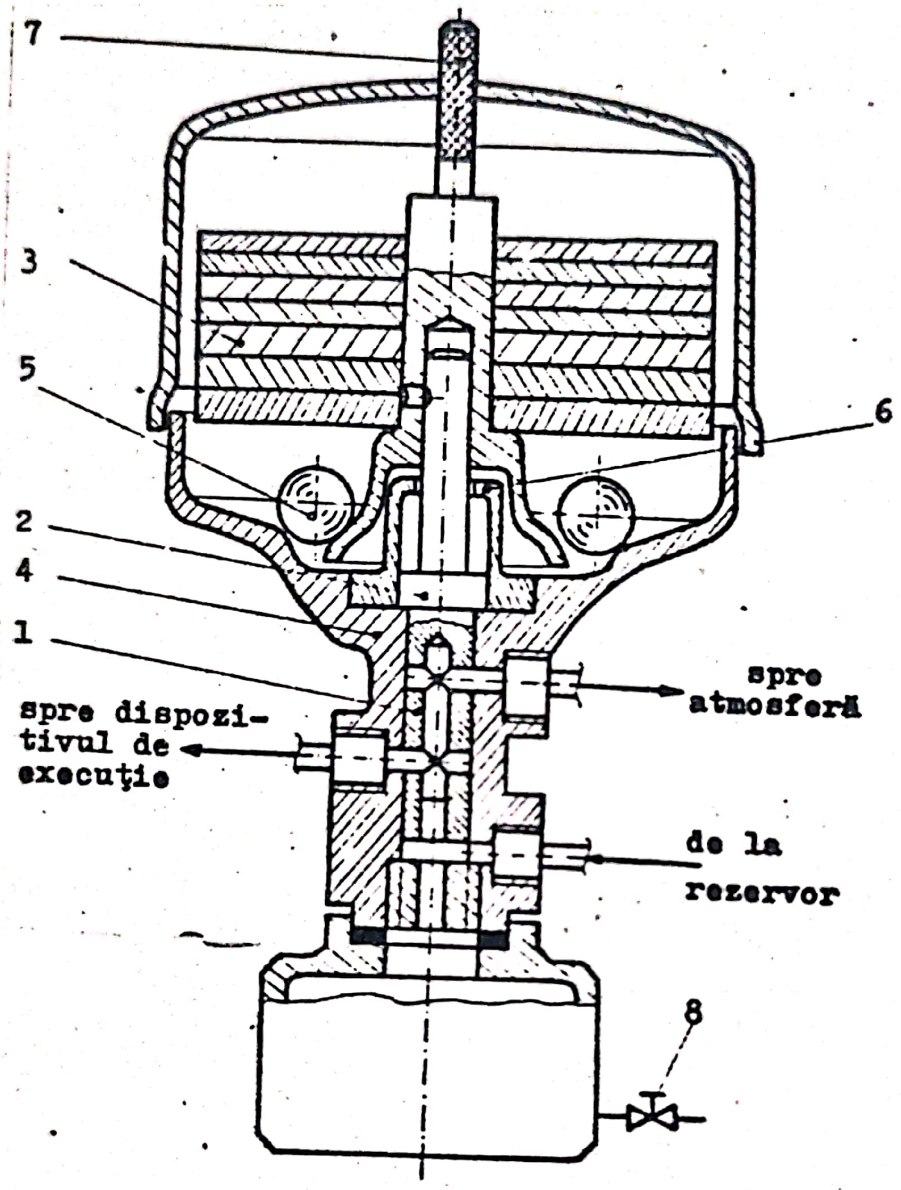


Fig.10.15

rul 1, prevăzut cu canalizaţie interioară şi cu umărul 2, greutăţile 3, care apasă sertarul prin intermediul umărului 2 pe corpul 4 al regulatorului, bilele 5, care permit reglarea Δp, limitatorul 6 pentru cursa ascendentă a sertarului, tija 7 pentru pornirea în gol a compresorului şi robinetul 8 pentru drenare.

Sertarul 1 este supus acţiunii următoarelor forţe: forţa ascendentă, F_p, produsă de diferenţa dintre presiunile p_R şi p_o, care acţionează pe suprafaţa transversală a sertarului; forţa descendentă, F_G, produsă de greutăţile 3 şi bilele 5.

In funcţie de echilibrul acestor forţe sertarul se deplasează între două poziţii extreme: poziţia inferioară, cînd sertarul se sprijină prin intermediul umărului 2 pe carcasa 4, şi poziţia superioară, cînd sertarul se sprijină cu umărul respectiv pe limitatorul 6.

Cînd presiunea din rezervor creşte, dar $p_R < p_{Rd}$, $F_G > F_p$ şi sertarul este menţinut în poziţia inferioară.

Dacă $p_R > p_{Rd}$ sertarul începe să se deplaseze spre limitatorul 6, sub acţiunea forţei F_p.

Deoarece forţa descendentă F_G scade prin îndepărtarea bilelor 5 în carcasa regulatorului, forţa F_p devine brusc prioritară şi sertarul se deplasează prin salt în sens ascendent, aşezîndu-se pe limitatorul 6. Regulatorul pune dispozitivul de execuţie sub acţiunea presiunii din rezervor şi debitul compresorului se întrerupe.

Presiunea din rezervor începe să scadă ca urmare a consumului de gaz la utilizare. Cînd $p_R < p_{Rc}$, forţa greutăţilor 3 devine prioritară şi coboară sertarul 1 spre poziţia limită inferioară, în care, este reîncărcat şi cu bilele 5. Regulatorul cuplează dispozitivul de execuţie cu atmosfera, iar compresorul reia debitul normal spre rezervor, în care, presiunea creşte din nou.

Echilibrul sertarului în poziţiile extreme este exprimat prin ecuaţiile:

$$(p_{Rd} - p_o)S = (m_G + m_B)g \qquad (1o.34)$$

$$(p_{Rc} - p_o)\,S = m_G \cdot g \qquad (1o.35)$$

în care:

S este aria suprafeţei frontale a sertarului;

m_G - masa sertarului şi a plăcilor 3;

m_B - masa bilelor 5.

Rezultă:

$$\Delta p = \frac{m_B \cdot g}{S} \qquad (1o.36)$$

Concluzie: domeniul de insensibilitate depinde de masa m_B a bilelor 5.

Reglaje:

- presiunea de conectare p_{Rc} se măreşte prin ataşarea unor plăci suplimentare pe plăcile 3 (ec.1o.35);
- domeniul de insensibilitate Δp se lărgeşte prin mărirea

numărului de bile 5 (ec.1o.36).

Obs.: Simultan cu mărirea domeniului de insensibilitate creşte presiunea de deconectare p_{Rd} (ec.1o.34).

Pornirea în gol a compresorului se realizează prin ridicarea sertarului cu ajutorul tijei 7 sau prin punerea dispozitivului de execuţie sub acţiunea presiunii din rezervor, prin intermediul unui robinet de ocolire a regulatorului.

Caracteristica regulatorului cu greutăţi în absenţa frecărilor (fig.1o.16) arată că sertarul poate ocupa numai una din cele două poziţii extreme, dispozitivul de execuţie fiind fie complet încărcat, fie complet descărcat. Deci, regulatorul respectiv funcţionează astatic.

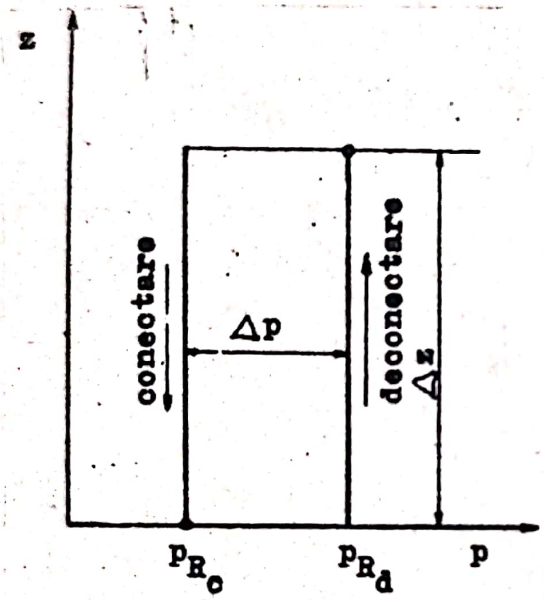


Fig.1o.16

Regulatorul electric reprezintă un întrerupător pneumatic plasat în circuitul bobinei de comandă a contactorului motorului electric care antrenează compresorul. El este pus sub acţiunea presiunii p_R.

In fig.1o.17 se prezintă schema unui întrerupător bipoziţional compus din membrana 1, camera 2, pîrghia 3, arcul 4, şurubul de reglare 5, lamela elastică de contact 6, contactul fix 7 şi magnetul permanent 8. Pîrghia 3 se sprijină permanent pe camera 2, prin intermediul şurubului 9, fiind apăsată de arcul 1o. Ansamblul este montat într-o carcasă metalică.

Intrerupătorul format de contactele 6 şi 7 este închis sau deschis în funcţie de poziţia pîrghiei 3. Această pîrghie se deplasează odată cu camera 2, asupra căreia se transmit următoarele forţe: forţa produsă de acţiunea presiunii gazului din rezervor asupra membranei 1, care tinde să deschidă întrerupătorul; forţa elastică a arcului 4 cumulată cu forţa elastică a arcului 1o şi cu forţa produsă de acţiunea presiunii atmosferice pe faţa opusă a camerei 2, care tind să închidă întrerupătorul.

Dacă presiunea gazului comprimat depăşeşte presiunea de deconectare, p_{Rd}, forţa produsă de ea şi transmisă camerei 2

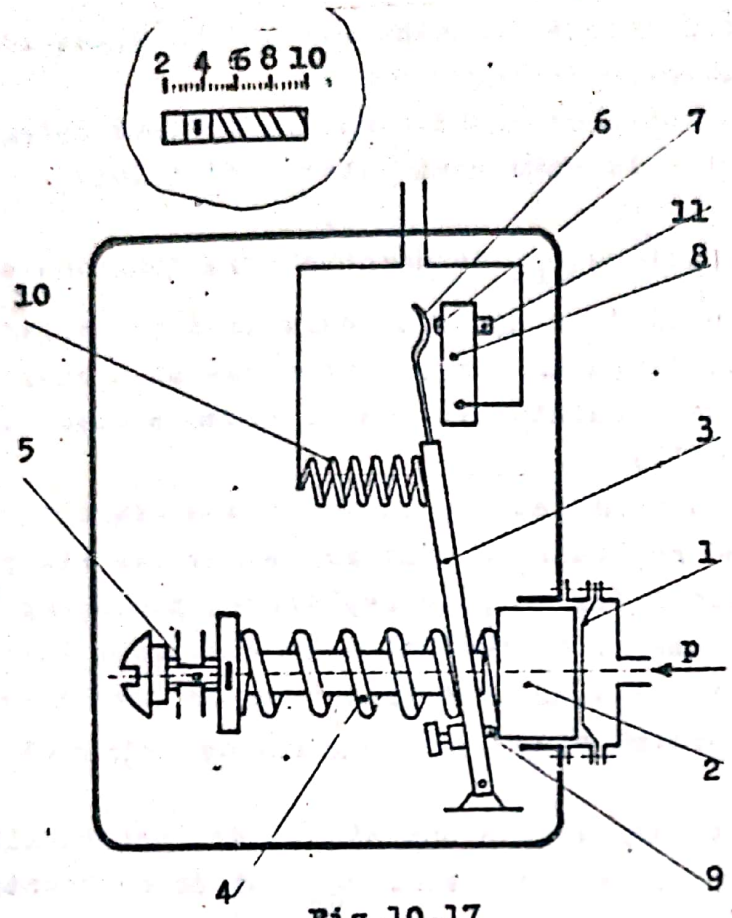


Fig.10.17

devine prioritară, astfel încît pîrghia 3 îndepărtează lamela 6 de pe contactul 7. Motorul electric de antrenare se opreşte şi comprimarea gazului se întrerupe.

Dacă presiunea gazului comprimat scade sub presiunea de conectare, p_{Rc}, forţa elastică a arcului 4 devine prioritară şi readuce lamela 6 pe contactul 7. Motorul electric de antrenare porneşte şi comprimarea gazului se reia.

In general, presiunea gazului variază relativ lin, astfel încît la deschiderea sau la închiderea întrerupătorului pîrghia 3 se va deplasa lent. Contactul mobil 6 se va desprinde sau se va apropia încet de contactul 7 şi se va produce un arc electric la deschiderea sau la închiderea întrerupătorului. Ca urmare, contactele 6 şi 7 se vor oxida, iar întrerupătorul va funcţiona defectuos. Se previne formarea arcului electric respectiv prin mărirea vitezei de deplasare a contactului 6 în timpul deschiderii sau închiderii întrerupătorului. In acest scop este prevăzut magnetul 8, iar contactul mobil 6 este realizat sub formă de lamelă elastică. Astfel, la deschiderea întrerupătorului lamela 6, mai întîi, se îndoaie, fiind menţinută pe contactul 7 de forţa de atracţie a magnetului 8 şi apoi, cînd pîrghia 3 s-a îndepărtat suficient de mult, se desprinde brusc de pe contactul fix 7, forţa elastică a lamelei învingînd forţa magnetică. Invers, la închiderea întrerupătorului, cînd lamela 6 ajunge suficient de aproape de contactul fix 7 pentru a putea interveni forţa magnetului 8, lamela 6 se îndoaie şi se aşează brusc pe contactul fix 7, fiind atrasă de magnetul respectiv. Deci, întrerupătorul regulatorului se deschide şi se în-

chide prin salt, iar contactele lui sînt mai puţin expuse la acţiunea arcului electric.

Domeniul de insensibilitate Δp depinde de mărimea deformaţiei lamelei de contact 6 la comutarea întrerupătorului.

Reglaje:

- presiunea de conectare p_{Rc} se măreşte prin tensionarea corespunzătoare a arcului 4 cu ajutorul şurubului 5; reglarea este înlesnită prin existenţa unui reper pe şurub şi a unei scale gradate pe carcasa regulatorului (a se vedea schema din medalionul de pe fig.1o.17);

- domeniul de insensibilitate Δp şi tensiunea elastică de comutare a lamelei 6 se reglează cu ajutorul şurubului 11, pe care este plasat contactul fix 7; prin deplasarea şurubului 8 se modifică săgeata lamelei de contact 6 la comutarea întrerupătorului şi, totodată, viteza de "lipire" sau de "deslipire" a contactelor acestuia, pentru a se limita durata de acţiune a tensiunii disruptive.

Obs.: Concomitent cu reglarea domeniului de insensibilitate se schimbă presiunile de conectare, p_{Rc} şi de deconectare, p_{Rd}.

Regulatoarele electrice se utilizează la compresoare mici.

1o.3.1.4. Dispozitive de execuţie

a. Dispozitivul pentru obturarea conductei de aspiraţie

Acest dispozitiv are rolul de a întrerupe debitul compresorului prin închiderea accesului gazului spre supapa de aspiraţie, în perioada de deconectare T_d. Dispozitivul (fig.1o.18) constă din cilindrul 1 în care culisează pistonul obturator 2, menţinut în poziţia extremă inferioară de către arcul 3, care se destinde pînă cînd pistonul 2 se sprijină pe şurubul 4. In poziţia extremă superioară pistonul se aşează cu muchia frontală pe sediul 5. Se mai disting filtrul 6, colectorul de aspiraţie 7 şi racordul 8 pentru transmiterea presiunii de comandă p_C pe faţa inferioară a pistonului 2.

Cînd presiunea din rezervor devine egală cu presiunea de deconectare, p_{Rd}, regulatorul transmite dispozitivului de execuţie presiunea de comandă $p_C = p_R$. Acţiunea acesteia pe faţa inferioară a pistonului 2 produce o forţă superioară celei cu care arcul 3 apasă pe piston. Pistonul 2 se deplasează în poziţia extremă superioară şi se aşează pe sediul 5, închi-

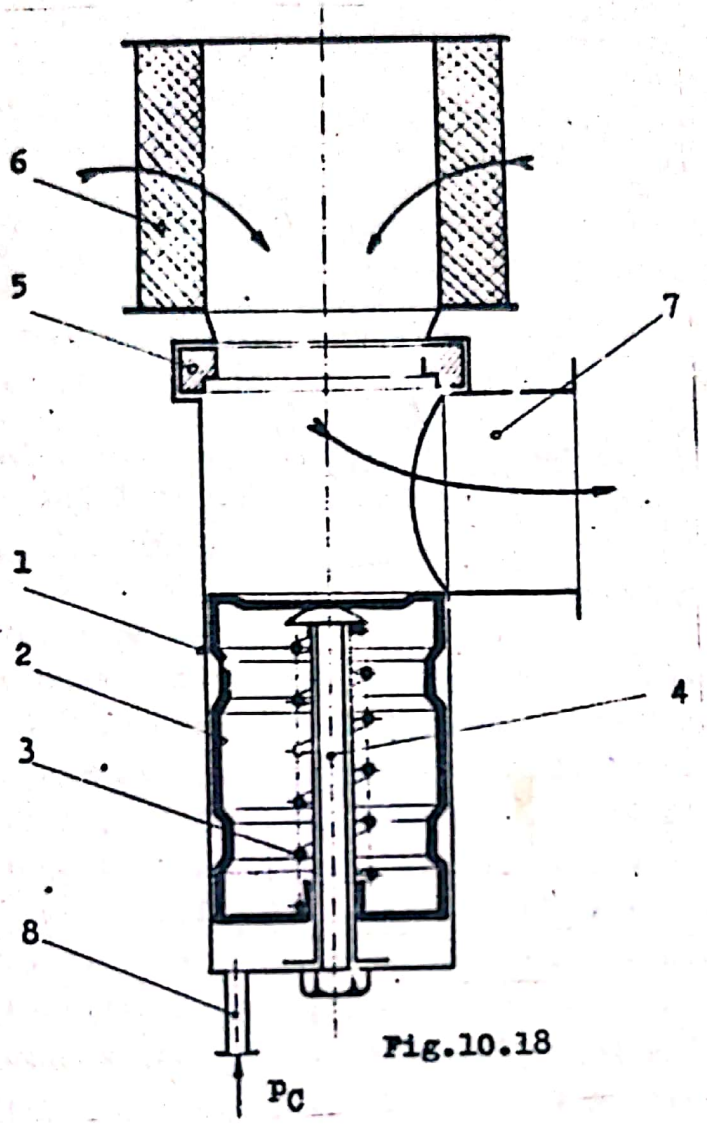


Fig.10.18

zînd complet accesul gazului spre colectorul de aspiraţie 7. Diagrama indicată (fig.1o.19) arată că productivitatea este nulă, iar lucrul mecanic consumat este foarte redus, corespunzător pierderilor volumice şi termice.

Cînd presiunea din rezervor scade şi atinge presiunea de conectare p_{Rc} regulatorul descarcă dispozitivul de execuţie ($p_C = p_o$). Arcul 3 se destinde şi readuce pistonul 2 în poziţia inferioară. Accesul gazului spre colectorul de aspiraţie 7 este complet deschis, iar funcţionarea compresorului este normală (fig.1o.19).

In perioada de deconectare, depresiunile atinse în cilindru în timpul destinderii sînt mari (fig.1o.19). De aceea, la compresoarele cu piston plonjor care aspiră din atmosferă există pericolul aspiraţiei de ulei din carter. Se previne acest fenomen prin echiparea pistonului cu un segment raclor suplimentar.

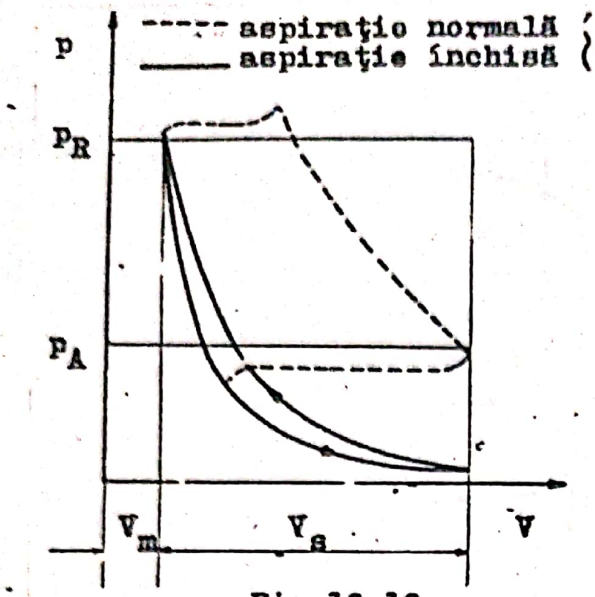


Fig.10.19

Depresiunile importante atinse în cilindru mai prezintă inconvenientul că pot conduce la dereglarea supapei de aspiraţie. De asemenea, lipsa circulaţiei de gaz prin cilindru poate conduce la supraîncălzirea acestuia.

b. <u>Dispozitivul pentru menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie</u>

Acest dispozitiv are rolul de a întrerupe debitul compresorului prin menţinerea complet deschisă a supapei de aspiraţie pe toată perioada de deconectare T_d. Ca urmare, în perioada respectivă, gazul aspirat în cilindru în cursa pistonului de la PMI la PME este expulzat înapoi prin supapa de aspiraţie, în colectorul de aspiraţie, în timpul cursei inverse a pistonului. Dispozitivul (fig.1o.2c) se compune din pistonul 1, care culisează într-un locaş adecvat 2, prevăzut în capacul 3; pistonul se prelungeşte cu ghearele 4, care au acces la discul supapei de aspiraţie 5. Dispozitivul mai are un arc antragonist 6 şi este pus sub acţiunea presiunii de comandă, p_C, care se transmite din racordul 7, prin intermediul membranei elastice 8, pe faţa superioară a pistonului 1. Membrana menţionată se prevede pentru a elimina pierderile de gaz prin jocul dintre pistonul 1 şi locaşul 2.

Dacă presiunea din rezervor ajunge la valoarea de deconectare, p_{Rd}, regulatorul pune dispozitivul de execuţie sub acţiunea presiunii $p_C = p_R$. Forţa dată de presiunea respectivă pe faţa superioară a pistonului 1 depăşeşte rezultanta următoarelor forţe: forţa elastică a arcului 6; forţele de frecare; forţa produsă de presiunea dinamică pe discul 5 al supapei; forţa produsă de presiunea din racordul supapei pe faţa inferioară a pistonului. Ca urmare, pistonul 1 coboară comprimînd arcul 6 şi cu ajutorul ghearelor 4 menţine discul supapei de aspiraţie aplicat pe limitator pe toată durata ciclului. Diagrama indicată (fig.1o.21) arată că ciclul de funcţionare se restrînge la fazele de aspiraţie şi de refulare, iar presiunea

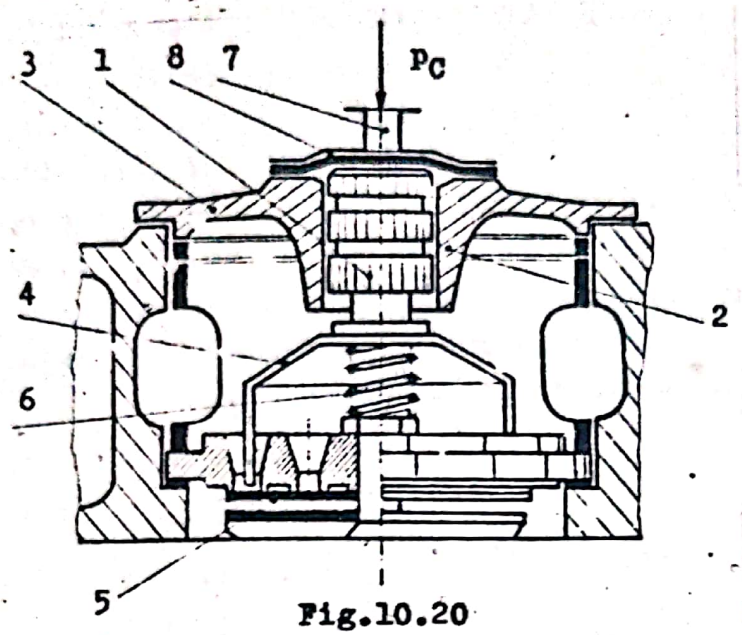


Fig.10.20

din cilindru este redusă şi nu mai poate deschide supapa de refulare. Debitul compresorului este nul, iar lucrul mecanic indicat corespunde numai pierderilor gazodinamice la aspiraţie şi la refulare prin supapa de aspiraţie. Deci, consumul de energie este minim. Constatări experimentale:

$\Delta p_{a\ med} \approx \Delta p_{r\ med} \approx$

$\approx$ o,1...o,15 bar;

$p_i \approx 2\Delta p_r \approx$

$\approx$ o,2...o,3 bar.

Dacă presiunea din rezervor coboară sub presiunea de conectare, p_{Rc}, regulatorul descarcă dispozitivul de execuţie şi pe faţa superioară a pistonului 1 acţionează presiunea atmosferică. Arcul 6 ridică pistonul şi ghearele 4 eliberează discul supapei, retrăgîndu-se în sediu. Supapa de aspiraţie se poate închide, ciclul de funcţionare revine la normal (fig.1o.21) şi compresorul reia debitarea în rezervorul tampon.

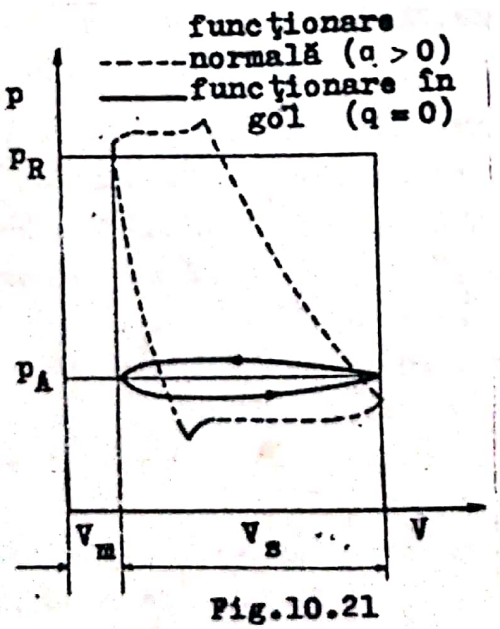


Fig.10.21

In cazul compresoarelor cu mai multe trepte se recomandă ca toate supapele de aspiraţie să fie prevăzute cu cîte un dispozitiv similar. In acest fel, se evită funcţionarea treptelor superioare cu aspiraţia obturată şi eventuala dezechilibrare excesivă a încărcării mecanismului motor.

C. <u>Dispozitivul pentru preaplin (bypass)</u>

Dispozitivul pentru preaplin

întrerupe refularea gazului comprimat spre rezervorul tampon, prin expulzarea lui din conducta de refulare în atmosferă.Un asemenea dispozitiv (fig.10.22) se compune din pistonul 1,care culisează în cilindrul 2 şi are ataşată supapa 3. Pistonul este acţionat de presiunea de comandă, p_C, care se transmite pe faţa lui superioară prin racordul 4. Arcul 5 menţine pistonul în poziţia de sus, în perioada de conectare, T_c. Se mai disting: conducta de refulare 6, supapa de reţinere 7, regulatorul 8 şi racordul 9 prin care gazul comprimat este expulzat în atmosferă, în perioada de deconectare, T_d.

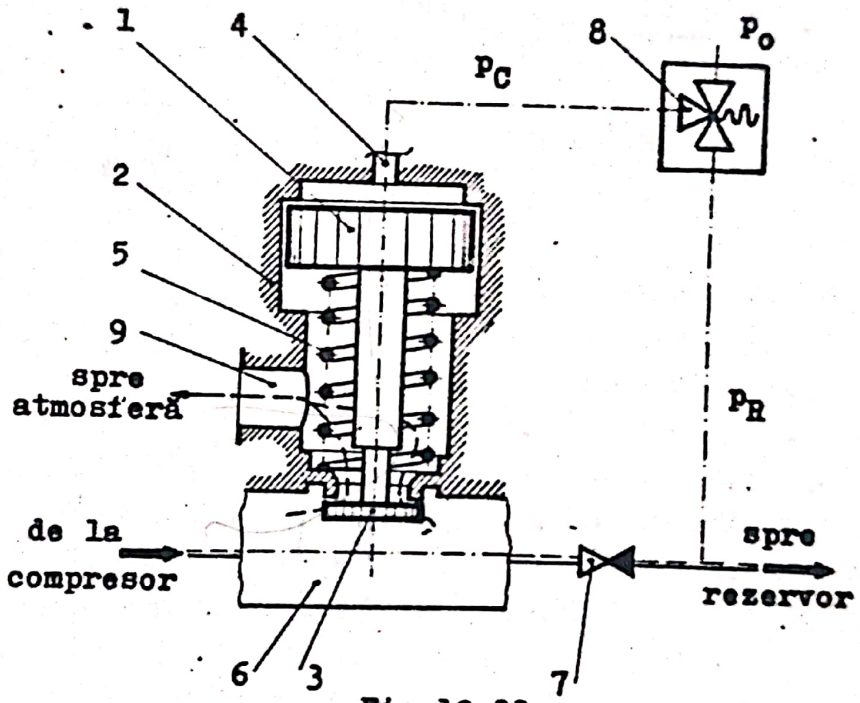


Fig.10.22

Cînd în rezervor se atinge presiunea de deconectare p_{Rd}, regulatorul 8 pune sub presiune dispozitivul de execuţie. Forţa de presiune învinge forţa arcului 5, pistonul 1 coboară şi deschide supapa 3, prin care, gazul provenind de la compresor este dirijat spre racordul 9 şi iese direct în atmosferă.

Cînd presiunea din rezervor coboară sub valoarea de conectare, p_{Rc}, regulatorul descarcă dispozitivul de execuţie. Arcul 5 ridică pistonul şi închide supapa 3, iar gazul comprimat curge spre rezervorul tampon.

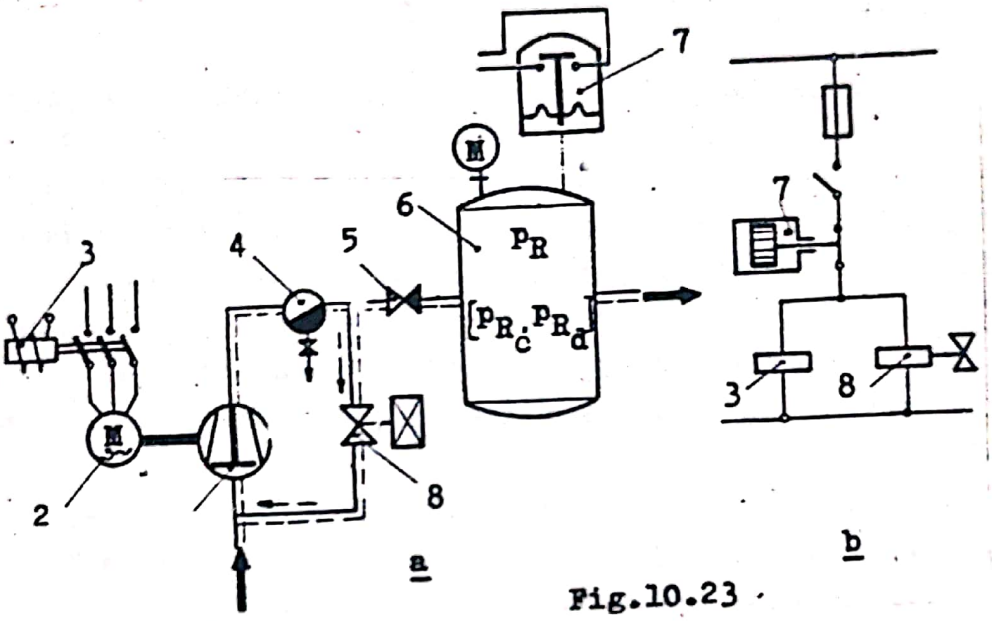
Reglarea prin preaplin este simplă, dar se face cu consum important de energie, gazul expulzat fiind deja comprimat. Se utilizează numai la unele compresoare mici.

In cazul compresoarelor care nu comprimă aer, gazul în surplus este expulzat în racordul de aspiraţie.

10.3.1.5. Exemple

a. Compresor cu o treaptă antrenat de motor electric

Schema instalaţiei (fig.10.23 a) cuprinde compresorul 1,



a b

Fig.10.23

motorul 2, bobina 3 a contactorului, separatorul de ulei 4, supapa de reţinere 5, rezervorul tampon 6, regulatorul electric 7 şi supapa de descărcare 8, cu comandă electromagnetică. In fig.10.23 b este prezentată schema electrică echivalentă.

La atingerea presiunii de conectare, regulatorul 7 cuplează bobina 3 a contactorului şi motorul electric porneşte.

Cînd se atinge presiunea de deconectare, regulatorul 7 decuplează atît bobina 3, care comandă oprirea motorului electric, cît şi releul supapei de descărcare 8. Supapa de reţinere 5 se închide, iar compresorul se descarcă prin supapa 8, pînă la presiunea atmosferică.

Cînd regulatorul comandă pornirea motorului electric, cuplează simultan şi releul supapei de descărcare 8. Supapa respectivă se închide, dar, motorul porneşte totuşi descărcat, deoarece gazul comprimat se acumulează treptat în conducta de refulare şi în separatorul de ulei 4.

Din cauza timpului necesar la conectare-deconectare, reglarea este utilizabilă numai pînă la frecvenţe de cuplare de 30 h^{-1}. Procedeul este însă economic, deoarece, în timpul întreruperii refulării nu se consumă energie.

Compresoarele mici sînt antrenate de motoare cu rotor în scurt circuit, ansamblul format de motor şi de compresor fiind plasat chiar pe rezervorul tampon.

In instalaţiile mai mari, motorul electric este pornit cu reostat de pornire sau cu întrerupător stea-triunghi, iar instalaţiile de ungere şi de răcire sînt prevăzute cu dispozitive de protecţie.

b. Compresor cu două trepte antrenat de motor diesel

In componenţa instalaţiei (fig.1o.24 a) se disting: compresorul de aer 1 cu două trepte; motorul diesel de antrenare 2; regulatorul 3 care comandă dispozitivele 4 şi 5 de menţinere deschisă a supapelor de aspiraţie la cele două trepte, precum şi dispozitivul de deschidere 6 a supapei de descărcare 7 a răcitorului intermediar; regulatorul 8 care comandă regulatorul de turaţie al motorului diesel prin intermediul dispozitivului pneumatic 9.

Regulatorul 3 deconectează la presiunea p_{Rd} şi reconectează la presiunea p_{Rc} (fig.1o.24 b). In perioada de deconectare, supapele de aspiraţie ale celor două trepte de comprimare şi supapa de descărcare a răcitorului intermediar sînt menţinute permanent deschise. Prin punerea răcitorului intermediar în comunicaţie cu atmosfera se evită încălzirea exagerată a aerului din interiorul lui, în timpul mersului în gol îndelungat.

Regulatorul 8 comandă turaţia motorului diesel. Cînd presiunea în rezervor creşte şi ajunge la valoarea p'_{Rd} (fig. 1o.24 b), el pune sub acţiunea acesteia dispozitivul 9, care deplasează pîrghia de acceleraţie, reducînd viteza la valoarea ω'. Ca urmare, debitul aspirat scade la valoarea $Q'_{va} < Q_{va}$, Q_{va} fiind debitul aspirat normal, iar presiunea în rezervor creşte mai lent. După ce regulatorul 3 deconectează şi apoi reconectează, debitul aspirat revine la valoarea Q'_{va}, dar presiunea în rezervor continuă să scadă, viteza fiind încă ω'. Cînd presiunea ajunge la valoarea p'_{Rc}, regulatorul 8 descarcă dispozitivul 9 şi pîrghia de acceleraţie revine în poziţia normală. Turaţia motorului şi debitul aspirat de compresor revin, de asemenea, la valorile normale, iar presiunea în rezervor începe să crească.

Prin reglarea curbei dispozitivului 9 se poate modifica viteza ω' a motorului.

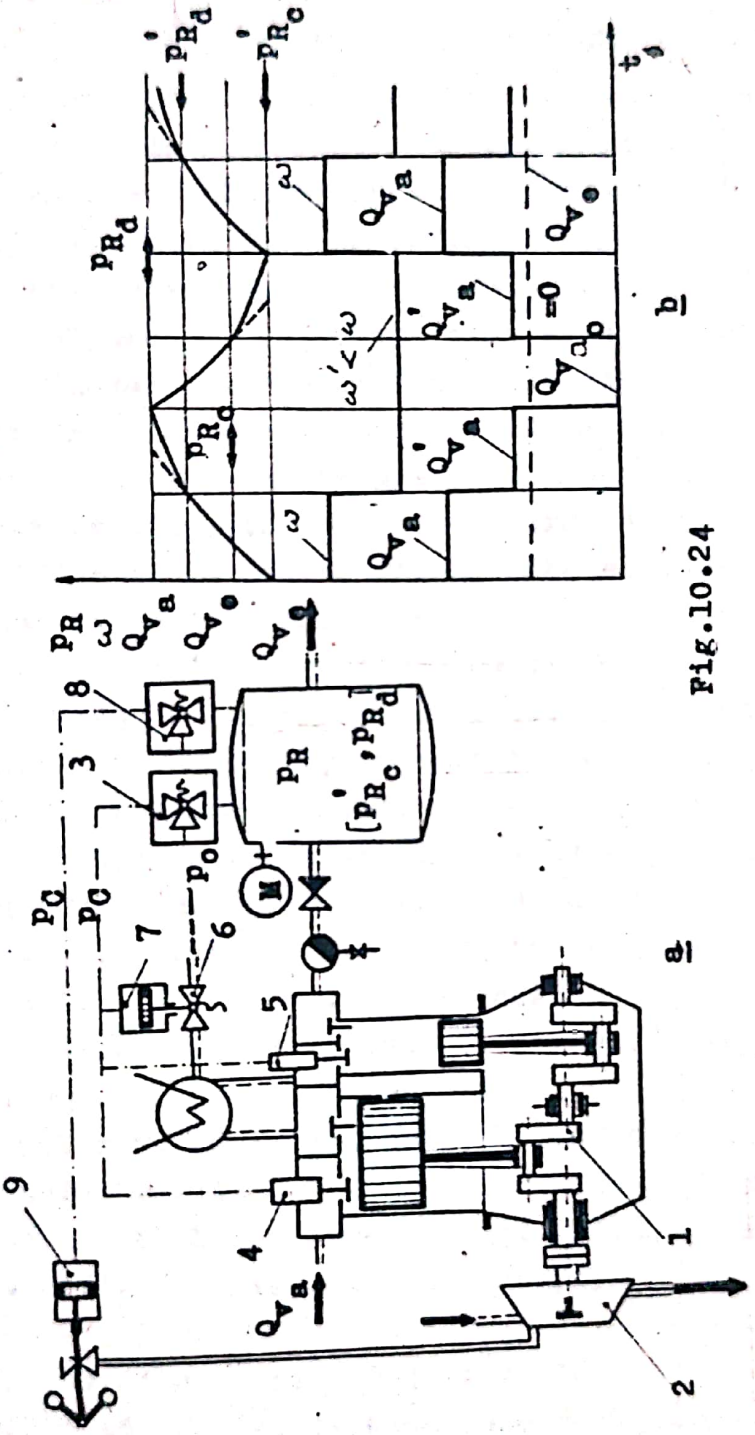


Fig.10.24

N.B.: Asocierea reglajului prin turaţie micşorează frecvenţa conectărilor şi consumul de energie. De ex., pentru reducerea debitului cu 25...75%, consumul de combustibil scade cu cca 3o%.

1o.3.2. Reglarea multipoziţională

Reglarea multipoziţională poate fi exemplificată prin procedeul de reducere în trepte a productivităţii cilindrului prin cuplarea unor camere adiţionale, care majorează spaţiul mort şi prelungesc faza de destindere în detrimentul celei de aspiraţie. Legătura dintre cilindru şi camerele respective este controlată de cîte o supapă. In funcţie de debitul de gaz la utilizare, regulatorul primeşte un semnal de presiune de la rezervorul tampon şi comandă dispozitivul de execuţie care deschide sau închide cîte una din supapele menţionate.

Productivitatea compresorului poate fi micşorată de la 1oo% la 75%, la 5o%, la 25% sau la 0. In acest scop, se cuplează una, două, trei sau toate cele patru camere adiţionale. Semnalul de cuplare este dat de presiunea din rezervor, care creşte datorită reducerii consumului de gaz.

Cuplarea unei camere adiţionale se realizează prin deschiderea supapei de comunicaţie a acesteia cu cilindrul. In acest scop, presiunea din rezervor, care a atins un nivel prestabilit, comandă secţiunea corespunzătoare a regulatorului. Această secţiune deconectează cilindrul dispozitivului de execuţie al supapei respective. Iniţial, în cilindru presiunea era apropiată de cea din rezervor. Prin deconectare, cilindrul se descarcă pînă la presiunea atmosferică. Un arc antagonist deplasează pistonul dispozitivului de execuţie şi deschide supapa, prin care, cilindrul de comprimare intră în legătură cu camera adiţională. Spaţiul mort fiind astfel majorat, volumul de gaz aspirat şi, prin urmare, productivitatea compresorului se micşorează.

In intervalul de timp în care camera adiţională este cuplată, regulatorul menţine dispozitivul de execuţie la presiunea atmosferică, iar supapa stă deschisă sub acţiunea arcului.

Camera adiţională se decuplează prin închiderea supapei, sub acţiunea presiunii pe care dispozitivul de execuţie o primeşte de la regulator. Această presiune este apropiată de cea din rezervor şi creează o forţă suficient de mare pentru a

comprima arcul dispozitivului de execuţie.

In intervalul de timp în care regulatorul menţine dispozitivul de execuţie sub presiune, arcul fiind comprimat, supapa este închisă. Camera adiţională nefiind cuplată, productivitatea cilindrului nu este afectată.

10.3.2.1. Regulator multipoziţional

In fig.10.25 se prezintă un regulător pneumatic cu cinci poziţii, destinat pentru modificarea productivităţii în trepte, prin cuplarea unor camere adiţionale. Regulatorul respectiv se compune din: camera 1 în care se transmite presiunea atmosferică prin racordul 2; camera 3 în care se transmite presiunea din rezervor prin racordul 4; membrana elastică 5 care separă camerele 1 şi 3; arcul 6 care se sprijină pe membrana 5 şi este tensionat cu şurubul 7; arcul 8 care controlează secţiunea de trecere prin orificiul din sediul 9; camera 10, în care se transmite o fracţiune din presiunea din rezervor, prin secţiunea eliberată de acul 8 în sediul 9, sau comunică cu atmosfera prin racordul 11, camera 12 şi orificiul calibrat 13; membrana elastică 14; pistoanele 15 cu diametre diferite, la care sînt ataşate supapele bipoziţionale 16;

sediile inferior 17 şi superior 18 ale supapelor 16; canalele 19 şi 20 care leagă orificiul din sediul inferior al supapei cu camera 12; canalul 21 şi filtrul 22 prin care se transmite presiunea de comandă la dispozitivul de execuţie; racordul 23 pentru manometrul de control; supapa formată din bila 24 şi arcul 25; ştiftul 26; şurubul 27; racordul 28 spre canalizaţia 29, care comunică cu rezervorul prin separatorul de apă 30. In mod normal, bila 24 este deplasată faţă de sediu (supapa cu bilă este deschisă prin strîngerea şurubului 27, care acţionează asupra bilei prin intermediul ştiftului 26), iar şurubul 27 închide comunicaţia între racordurile 20 şi 28.

Funcţionarea regulatorului la productivitate normală:

- presiunea din rezervor p_R este mai mică decît cea de deconectare; membrana 5 este apăsată de arcul 6; acul 8 închide orificiul din sediul 9; în camerele 10 şi 12 presiunile sînt aceleaşi şi egale cu presiunea atmosferică p_o; cele două camere comunică între ele prin orificiul calibrat 13 şi cu atmosfera, prin racordul 11; pe feţele opuse ale membranei 14 şi ale pistoanelor 15 acţionează presiuni egale;

Scanned with OKEN Scanner

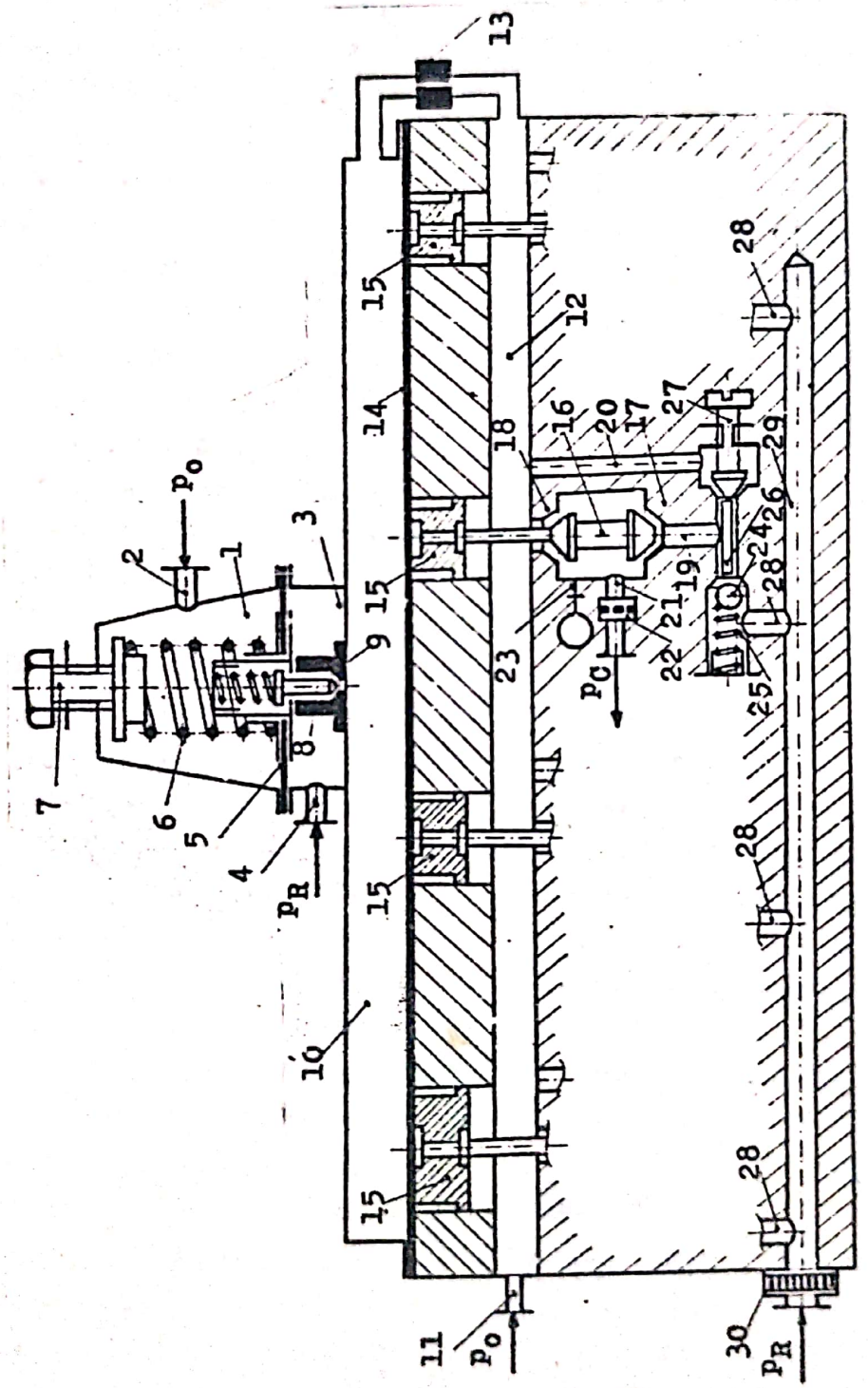

13
15
12
14
18
16
20
17
27
29
28
26
24
19
21
22
23
25
p_C
p_o
2
1
3
9
8
7
6
5
4
p_R
10
11
30

Fig.10.25

- supapele bipoziţionale 16 sînt aplicate pe sediile superioare 18 de către presiunea din rezervor p_R, care se transmite pînă la orificiile din sediile inferioare 17; presiunea din rezervor se transmite prin separatorul 3o, conducta 29, racordurile 28, sediile supapelor cu bilă 24 şi canalele 19; forţele create de presiunea care acţionează pe feţele inferioare ale supapelor 16, menţin ridicate supapele respective şi pistoanele 15; presiunea mărită din locaşul supapelor 16 se transmite prin racordul 21 şi prin filtrul 22 spre dispozitivele de execuţie, sub forma semnalului p_C care menţine închise supapele dintre camerele adiţionale şi cilindrul de comprimare.

Funcţionarea regulatorului la productivitate micşorată la 75%:

- presiunea din rezervor atinge nivelul pentru cuplarea primei camere adiţionale; forţa produsă de presiune pe faţa inferioară a membranei 5 comprimă parţial arcul 6; acul 8 deschide parţial accesul gazului prin orificiul din sediul 9 spre camera lo; în camera lo se stabileşte o presiune cuprinsă între presiunea din rezervor şi presiunea atmosferică, datorită comunicaţiei cu atmosfera prin orificiul 13;

- forţa produsă de acţiunea presiunii pe faţa superioară a pistonului 15 cu diametrul cel mai mare învinge forţa datorită presiunii care acţionează pe faţa inferioară a supapei 16 ataşată pistonului; pistonul coboară supapa pe sediul inferior 17; locaşul supapei comunică cu camera 12 şi, deci, cu atmosfera, prin orificiul din sediul superior 18; dispozitivul de execuţie al primei camere adiţionale se descarcă, gazul destinzîndu-se şi ieşind în atmosferă prin racordul 21, orificiul superior al supapei 16, camera 12 şi racordul 11; arcul dispozitivului de execuţie se destinde şi deschide supapa care cuplează camera adiţională la cilindrul de comprimare.

Camera adiţională se menţine cuplată cît timp productivitatea compresorului este în acord cu consumul de gaz la utilizare.

Dacă debitul de gaz la utilizare scade mai mult, presiunea din rezervor creşte atingînd al doilea nivel de deconectare, la care, productivitatea compresorului coboară la 5o%. Presiunea din camera 3 fiind mai mare, măreşte forţa de acţiune pe faţa inferioară a membranei 5 şi o deformează mai mult,

Scanned with OKEN Scanner

comprimînd suplimentar arcul 6. Acul 8 eliberează o secţiune de trecere mai mare prin orificiul din sediul 9. Presiunea transmisă în camera 1o se măreşte şi acţionînd pe faţa superioară a pistonului 15 cu diametrul imediat inferior apasă supapa bipoziţională 16 ataşată acestuia pe sediul inferior. Dispozitivul de execuţie al celei de a doua camere adiţionale este pus în comunicaţie cu atmosfera. Camera respectvivă se cuplează cu cilindrul de comprimare.

In mod similar, dacă productivitatea trebuie să scadă la 25% sau să se anuleze se cuplează succesiv şi celelalte camere adiţionale.

La productivitate nulă sînt cuplate toate cele patru camere adiţionale. Cilindrul de comprimare nu mai refulează gaz, deoarece, datorită spaţiului mort mult mărit, presiunea atinsă prin comprimare nu mai poate deschide supapa de refulare.

Gama de presiuni de cuplare a camerelor adiţionale depinde de gama de diametre a pistoanelor regulatorului.

Reglaje:

- primul nivel al presiunii de deconectare se reglează prin tensionarea arcului 6 cu ajutorul şurubului 7;

- micşorarea productivităţii, indiferent de nivelul presiunii din rezervor, se realizează prin cuplarea forţată a numărului adecvat de camere adiţionale; în acest scop, se deşurubează şurubul 27 pînă cînd bila 24, apăsată de arcul 25, se aşează pe sediu şi întrerupe accesul gazului comprimat la supapa bipoziţională respectivă; orificiul din sediul inferior al supapei comunică cu atmosfera prin canalul 2o şi camera 12; dispozitivul de execuţie se descarcă şi camera adiţională respectivă se cuplează la cilindrul de comprimare; în mod analog se cuplează toate celelalte camere adiţionale.

Pentru reglare şi control funcţional se urmăreşte presiunea din locaşul supapei cu ajutorul unui manometru cuplat la racordul 23.

1o.3.2.2. Dispozitivul pentru cuplarea camerei adiţionale la cilindrul de comprimare

Acest dispozitiv are rolul de a mări spaţiul mort al cilindrului de comprimare în vederea reducerii productivi acestuia, prin deschiderea unei supape şi cuplarea unei camere adiţionale. In compunerea lui (fig.1o.26 a) intră cilindrul mobil 1, care culisează pe pistonul fix 2 sub acţiunea presiu-

Scanned with OKEN Scanner

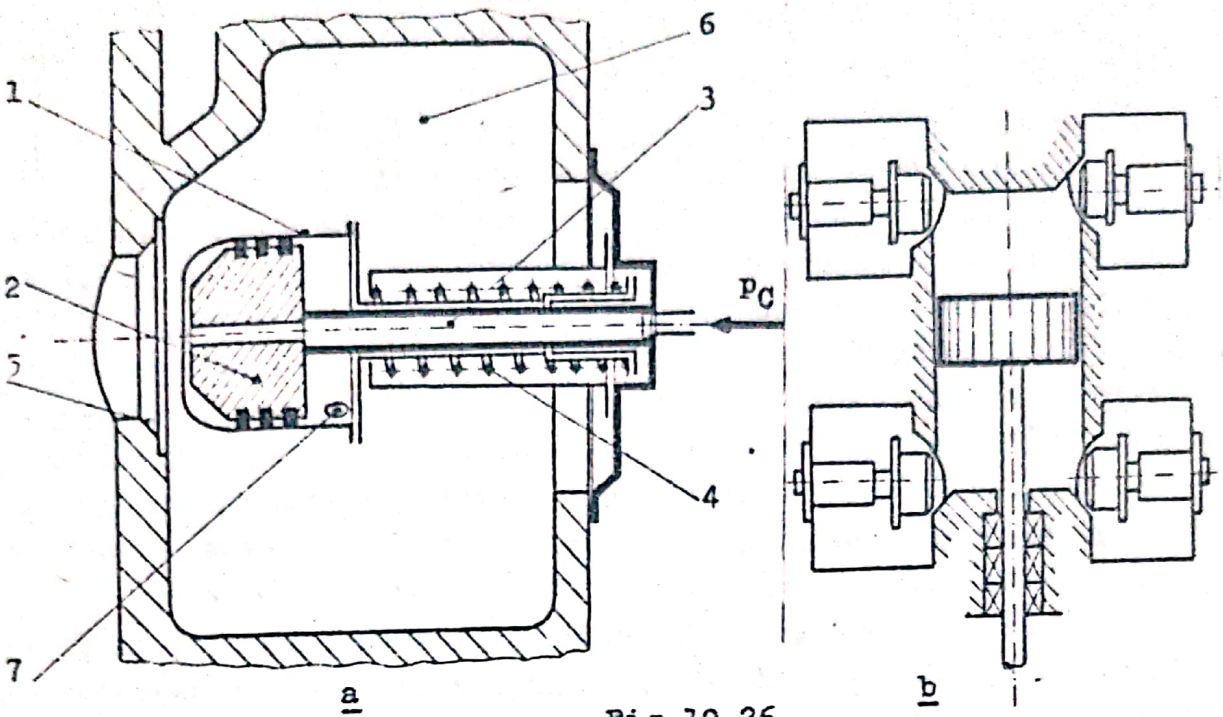


Fig.10.26

nii de comandă $p_C \simeq p_R$, transmisă de regulator prin canalizaţia 3 a tijei de susţinere a ansamblului piston-cilindru, sau sub acţiunea arcului antagonist 4. Partea frontală a cilindrului 1 se poate aşeza pe sediul 5, închizînd fereastra dintre cilindrul de comprimare şi camera adiţională 6. Spaţiul posterior al cilindrului 1 comunică cu atmosfera prin orificiul 7.

Cuplarea camerei adiţionale:

- regulatorul pune canalizaţia 3 în legătură cu atmosfera; spaţiul anterior al cilindrului se descarcă, gazul comprimat ieşind în atmosferă prin canalizaţia 3 şi apoi, prin supapa bipoziţională a regulatorului;

- arcul 4 se destinde şi retrage cilindrul 1 de pe sediul 5 pînă se aplică pe pistonul fix 2.

Fereastra dintre cilindrul de comprimare şi camera adiţională este deschisă, camera respectivă fiind astfel cuplată cu cilindrul de comprimare. Productivitatea acestuia este mai redusă, datorită creşterii spaţiului mort al cilindrului de comprimare.

Decuplarea camerei adiţionale:

- regulatorul introduce gaz comprimat din rezervor, prin canalizaţia 3, în spaţiul anterior al cilindrului 1; în spaţiul posterior al cilindrului respectiv acţionează presiunea atmosferică;

- forţa dată de presiunea din spaţiul anterior al cilindrului 1 comprimă arcul 4 şi deplasează cilindrul respectiv pînă se aşează pe scaunul 5.

Fereastra dintre cilindrul de comprimare şi camera adiţională este închisă. Camera adiţională fiind decuplată, spaţiul mort al cilindrului de comprimare se reduce, iar productivitatea compresorului se măreşte.

In fig.1o.26 b se prezintă schema unui cilindru de comprimare cu dublu efect, prevăzut cu cîte două camere adiţionale pentru fiecare din spaţiile de comprimare corespunzătoare celor două feţe active ale pistonului. Camerele adiţionale se pot cupla succesiv pentru reducerea debitului în trepte de la loo% pînă la 0%.

Reglarea productivităţii prin cuplarea camerelor adiţionale este economică. In cazul compresoarelor cu mai multe trepte, chiar dacă se prevăd camere adiţionale numai la prima treaptă, redistribuirea procesului de comprimare pe trepte nu se resimte printr-o creştere importantă a consumului specific de energie. Astfel, dacă productivitatea scade de la loo% la 75%, consumul respectiv nu depăşeşte 2% din puterea indicată totală. Pierderi de energie mari se pot produce în cazul unor viteze mari de curgere a gazului prin supapele de cuplare a camerelor adiţionale. De aceea, se recomandă ca viteza medie a gazului prin secţiunea de trecere eliberată de cilindrul 1 să nu depăşească 5o m/s pentru treptele de joasă presiune şi 2o...35 m/s pentru treptele de înaltă presiune.

Camerele adiţionale pot fi de volum constant sau variabil. Ele se dispun direct în cilindru sau în rezervoare separate, racordate la spaţiul de lucru al cilindrului.

Camerele adiţionale de volum variabil permit reglarea continuă a productivităţii. O asemenea cameră adiţională constă dintr-un cilindru, al cărui volum interior se poate modifica prin deplasarea unui piston.

In general, volumul camerei adiţionale se alege astfel încît cuplarea ei la cilindrul de comprimare să conducă la reducerea productivităţii compresorului la valoarea impusă.

La compresoarele cu mai multe trepte, pentru a păstra distribuţia pe trepte a procesului de comprimare şi încărcarea cu forţe şi momente a mecanismului motor, se prevede acelaşi număr de camere adiţionale la toate treptele. Pentru modifica-

rea productivităţii trebuie să se cupleze sau să se decupleze simultan acelaşi număr de camere la toate treptele.

10.3.3. Reglarea continuă

Reglarea continuă asigură corelarea permanentă a productivităţii compresorului cu consumul de gaz la utilizare, la orice valoare a acestuia, în domeniul de reglare, denumit de aceea şi domeniu de proporţionalitate. Se utilizează la compresoare - productivitatea mai mare de 10 m^3/min. De asemenea, la contrapresiuni pînă la 20 bar, principiul reglării continue se aplică pentru reglarea presiunii din răcitorul intermediar. La compresoarele de înaltă presiune este suficient ca reglarea continuă să se aplice numai la prima treaptă, cu condiţia ca, raportul de comprimare al ultimei trepte să nu devină prea mare, în timp ce al primei trepte este prea mic.

Formarea semnalului de comandă pentru dispozitivul de execuţie se realizează cu regulatoare proporţionale.

10.3.3.1. Regulatorul proporţional

Construcţia unui regulator proporţional (fig.10.27), care asigură reglarea continuă, constă din: membranele elastice 1 şi 2, solidarizate prin intermediul piesei fără frecare 3; bila 4, aşezată pe sediul conic 5, faţă de care, prin ridicare creează o secţiune de trecere variabilă; arcurile 6; şurubul 7 de tensionare a arcurilor; carcasa formată din corpurile 8, 9 şi 10; racordurile 11 şi 12 pentru accesul presiunii de la rezervor, p_R; racordul 13 pentru transmiterea presiunii de comandă, p_C; racordul 14 prin care se transmite presiunea de comandă, p_C, la dispozitivul de execuţie pentru modificarea debitului; racordul 15 pentru presiunea atmosferică.

Pe faţa inferioară a membranei 1 acţionează presiunea din rezervor, iar pe faţa superioară a membranei 2 acţionează presiunea atmosferică. Forţa ascendentă produsă de diferenţa respectivă de presiune comprimă arcurile 6. Se stabileşte o poziţie de echilibru, în care, piesa intermediară 3 permite ridicarea bilei 4 de pe sediul 5 şi eliberarea unei secţiuni de trecere corespunzătoare pentru gazul sub presiune care vine de la rezervor prin racordul 11. Presiunea gazului comprimat scade de la valoarea p_R la valoarea p_C, la care, se transmite prin racordul 13 spre dispozitivul de execuţie.

Presiunea de comandă p_C creşte odată cu presiunea din

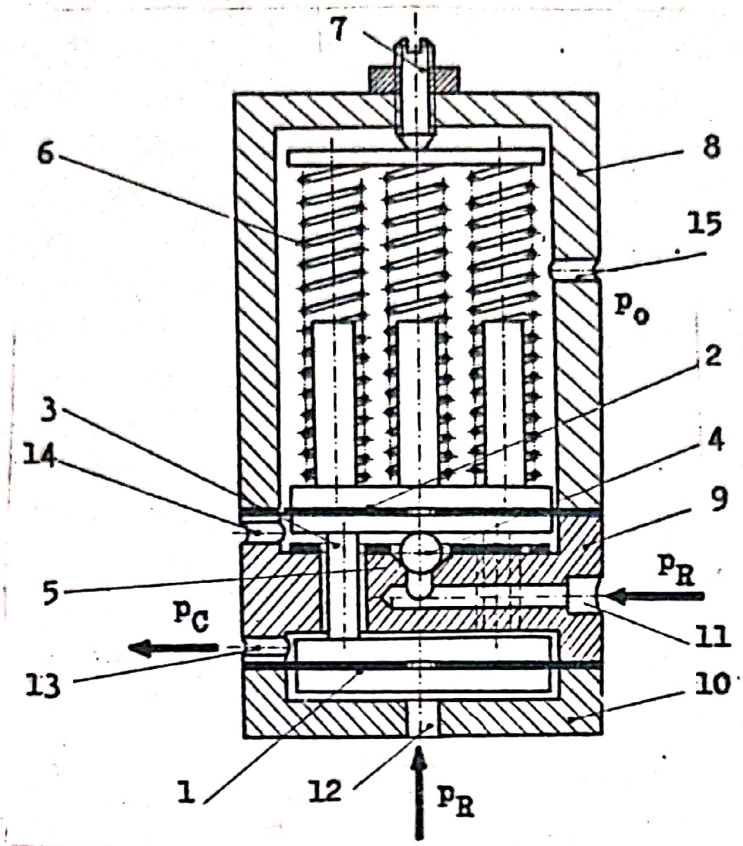


Fig.10.27

rezervor p_R.

Reglaje:

- valoarea reglată a presiunii p_R din rezervor se măreşte prin tensionarea arcurilor 6 cu ajutorul şurubului 7;

- domeniul de reglare a presiunii de comandă se lărgeşte prin micşorarea diametrului bilei 4, sediul 5 rămînînd nemodificat; domeniul de reglare se poate modifica şi în timpul funcţionării regulatorului, dacă, la racordul 11 se cuplează un robinet de laminare pentru energie auxiliară;

- domeniul de proporţionalitate se poate restrînge prin extragerea unor arcuri 6;

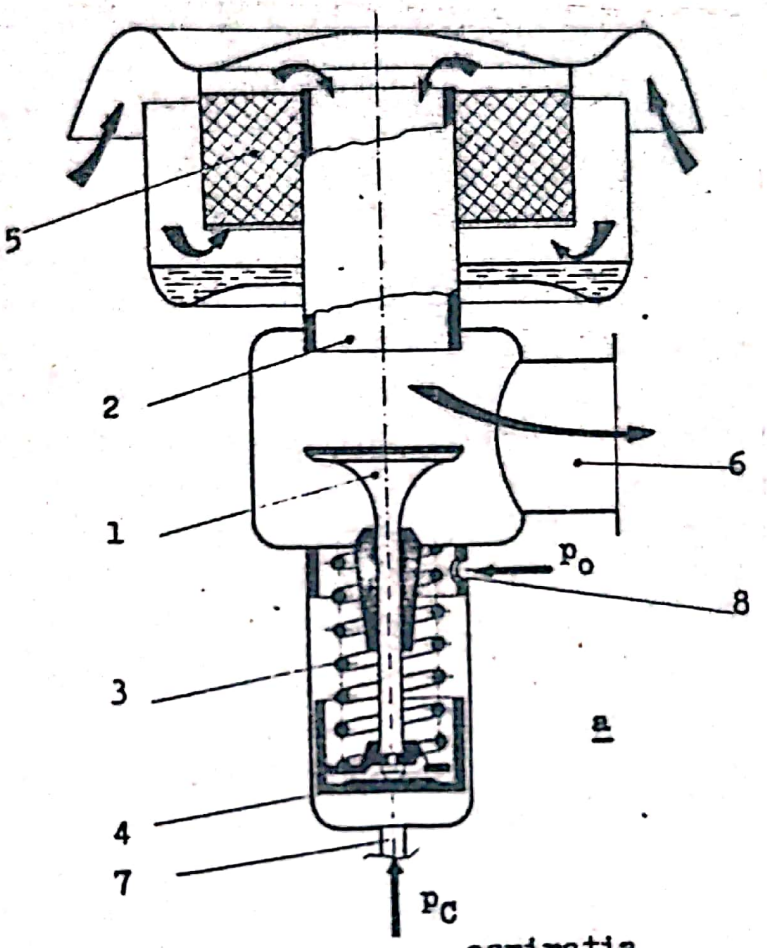
Robinetul de laminare racordat la orificiul 14 trebuie să fie astfel reglat, încît, pierderile volumice ale compresorului să fie minime, dar, să nu se producă echilibrarea presiunilor în camera dintre membranele 1 şi 2.

10.3.3.2. Dispozitive de execuţie

a. Dispozitivul pentru laminarea aspiraţiei

Acest dispozitiv are rolul de a micşora productivitatea compresorului prin strangularea conductei de aspiraţie. Conform

fig.1o.28 a se compune din supapa 1, sediul supapei format din muchia inferioară a conductei 2, arcul 3 şi pistonul 4. Se mai disting: filtrul 5, racordul de aspiraţie 6, racordul 7 pentru



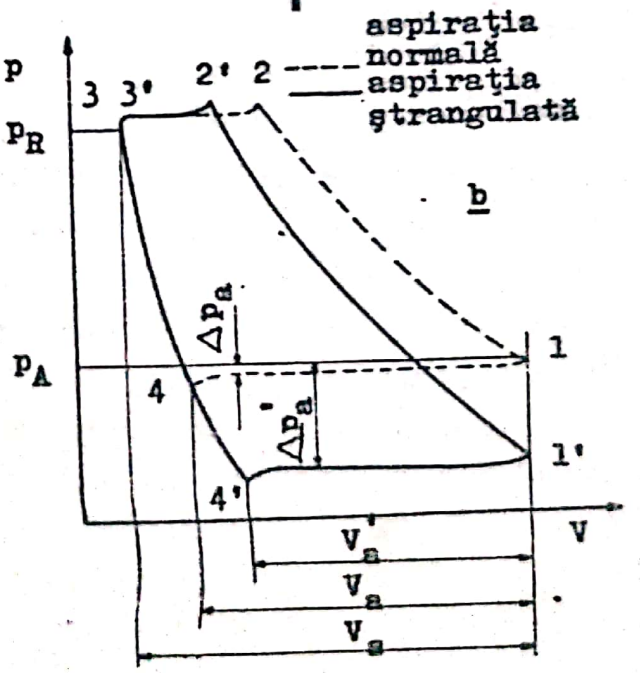


Fig.10.28

aplicarea presiunii de comandă p_C şi racordul 8 pentru comunicaţie cu atmosfera.

In principiu, construcţia dispozitivului pentru laminarea aspiraţiei se aseamănă cu cea a dispozitivului pentru obturarea conductei de aspiraţie (p. 1o.3.1.4 a). Deosebirea apare numai în funcţionare, dispozitivul pentru laminarea aspiraţiei avînd posibilitatea să controleze continuu secţiunea de curgere a conductei de aspiraţie, astfel încît, să coreleze permanent debitul de gaz aspirat cu debitul de gaz cerut la utilizare.

Cînd consumul de gaz la utilizare scade, presiunea p_R din rezervor se măreşte, iar presiunea de comandă p_C aplicată de regulator pe pistonul 4 creşte proporţional. Arcul 3 este comprimat corespunzător, supapa 1 se apropie de extremitatea conductei 2 şi micşorează secţiunea inelară de trecere spre racordul de aspiraţie 6. Datorită strangulării conductei de aspiraţie în zona respectivă, pierderile de presiune la aspiraţie Δp_a se măresc devenind $\Delta p'_a$, volumul de gaz aspirat V_a se micşorează la valoarea V'_a (fig.1o.28 b), iar volumul refulat scade conform cererii de gaz la utilizare.

Pe măsură ce consumul de gaz se micşorează şi presiunea în rezervor creşte, regulatorul majorează presiunea de comandă p_C. Arcul 3 este comprimat din ce în ce mai mult, supapa se apropie de conducta 2, pînă la aşezarea ei pe muchia acesteia, adică, pînă la obturarea aspiraţiei. Debitul de gaz la refulare scade pînă la anulare.

Se observă că prin laminarea aspiraţiei raportul interior de comprimare creşte, iar valorile atinse de presiunea şi temperatura gazului din cilindru pot fi nefavorabile.

Procedeul se utilizează la compresoare cu o răcire foarte bună şi cu un raport mic de comprimare în ultima treaptă.

b. <u>Dispozitivul pentru menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie pe o fracţiune din cursa de comprimare-refulare (întîrzierea închiderii supapei de aspiraţie)</u>

Acest dispozitiv permite modificarea momentului în care se închide supapa de aspiraţie. Astfel, prin întîrzierea închiderii supapei respective, după ce pistonul a trecut prin PML, o parte din gazul aspirat anterior în cilindru este expulzat de către piston înapoi, în racordul de aspiraţie. Faza de comprimare începe abia după ce supapa de aspiraţie se închide sub

acţiunea presiunii dinamice a curentului de gaz expulzat. Cantitatea de gaz care rămîne în cilindru este mai redusă, în acord cu consumul mai mic de gaz la utilizare. Deci, procedeul de reglare se bazează pe principiul presiunii dinamice a curentului invers de gaz.

Dispozitivul de execuţie prezentat în fig.1o.29 se compune din pistonul 1, care culiseazã în interiorul bucşei 2, arcul 3 şi dispozitivul cu gheare 4, care apasă pe discul de închidere al supapei de aspiraţie 5. Presiunea de comandă p_C se transmite prin racordul 6. Şurubul 7 permite reglarea tensiunii iniţiale a arcului 3.

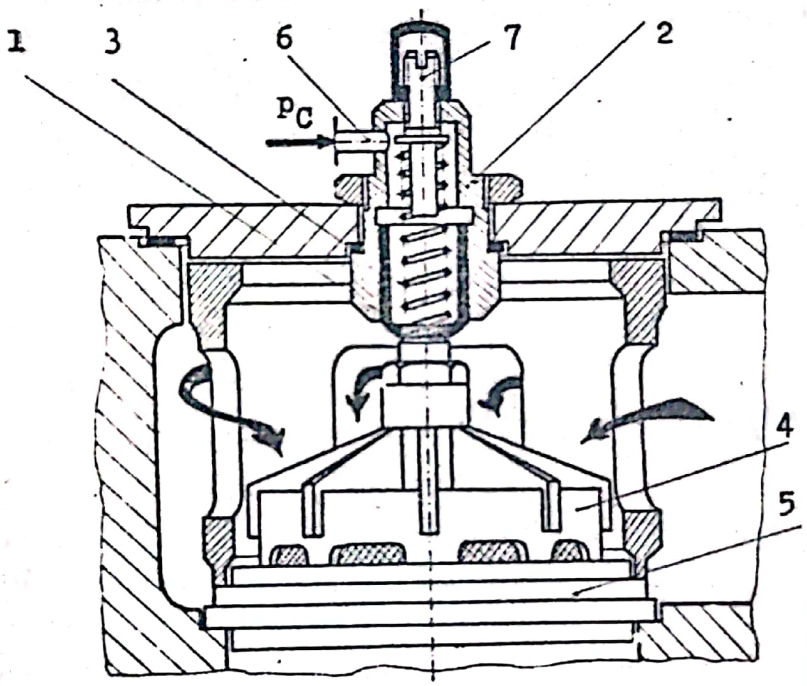


Fig.10.29

Presiunea de comandă acţionează pe pistonul 1, care apasă dispozitivul cu gheare 3 şi menţine supapa de aspiraţie 5 deschisă pe o porţiune din cursa de comprimare-refulare. Pe discul supapei de aspiraţie se resimte acţiunea presiunii dinamice a curentului invers de gaz pe care, pistonul îl provoacă prin supapa de aspiraţie, înapoi spre racordul de aspiraţie. Se observă că presiunea dinamică a curentului respectiv de gaz este proporţională cu pătratul vitezei pistonului, adică este nulă în PME şi atinge valoarea maximă cînd pistonul se apropie de jumătatea cursei spre PMI. Deci, forţa produsă de presiunea dinamică pe discul supapei creşte treptat şi, la un

Scanned with OKEN Scanner

moment dat, învinge rezistenţa opusă de dispozitivul de comandă, reaşezînd discul pe sediu şi închizînd supapa. Din acel moment începe faza de comprimare propriu-zisă (fig.10.30).

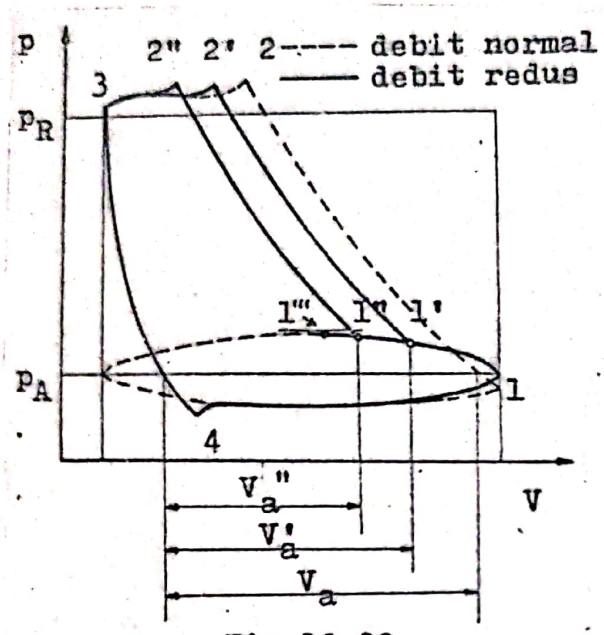


Fig.10.30

Deoarece o parte din volumul de gaz intrat în cilindru în cursa de aspiraţie este expulzat înapoi prin supapa de aspiraţie, volumul de gaz reţinut în cilindru pentru a fi comprimat este $V_a' < V_a$, V_a fiind volumul de gaz aspirat în funcţionare normală, fără menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie după PME.

Condiţia de închidere a supapei de aspiraţie se poate exprima prin relaţia:

$$F_d \geq F_p + F_a + F_i + F_f \qquad (10.27)$$

în care:

- F_d este forţa produsă de diferenţa dintre presiunile totale care acţionează pe cele două feţe ale discului supapei, aproximativ egală cu forţa produsă pe disc de presiunea dinamică a curentului invers de gaz;
- F_p - forţa produsă pe piston de diferenţa dintre presiunea de comandă şi presiunea din racordul de aspiraţie;
- F_a - forţa elastică a arcului;
- F_i - forţa de inerţie a maselor mobile (disc, dispozitiv cu gheare, piston şi o fracţiune din arc).
- F_f - suma forţelor de frecare.

Se observă că procesul de închidere a supapei depinde în primul rînd de presiunea de comandă şi de tensiunea iniţială a arcului, dar poate fi mult întîrziat de forţele de frecare şi de inerţie ale maselor mobile.

Prin creşterea presiunii de comandă supapa de aspiraţie

se menţine deschisă mai mult timp, astfel că volumul aspirat se reduce la valoarea $V_a'' < V_a' < V_a$ (fig.1o.3o).

Incepînd din punctul $1'''$ presiunea dinamică începe să scadă. De aceea, volumul aspirat poate fi redus teoretic numai pînă la cca 5o%.

In fig.1o.31 se prezintă un dispozitiv de execuţie adecvat pentru turaţii mari. In acest scop, ghearele sînt secţionate şi prelungite prin arcuri, astfel încît, închiderea supapei să fie scoasă în cît mai mare măsură de sub influenţa forţelor de inerţie. Se disting: membrana 1, pe care acţionează presiunea de comandă p_C; arcul antagonist 2; tija 3; bucşa de ghidare 4; placa 5 cu piesele de susţinere 6 pentru arcurile 7, de care sînt prinse ghearele 8; bucşele 9, care ghidează ghearele 8; şuruburile 1o, care ghidează placa 5; arcul 11 pentru susţinerea plăcii 5; racordurile 12 - pentru presiunea de comandă şi 13 - pentru presiunea atmosferică; discul supapei de aspiraţie 14. Arcurile 8 sînt relativ moi şi servesc la deplasarea ştifturilor 8, care sînt uşoare.

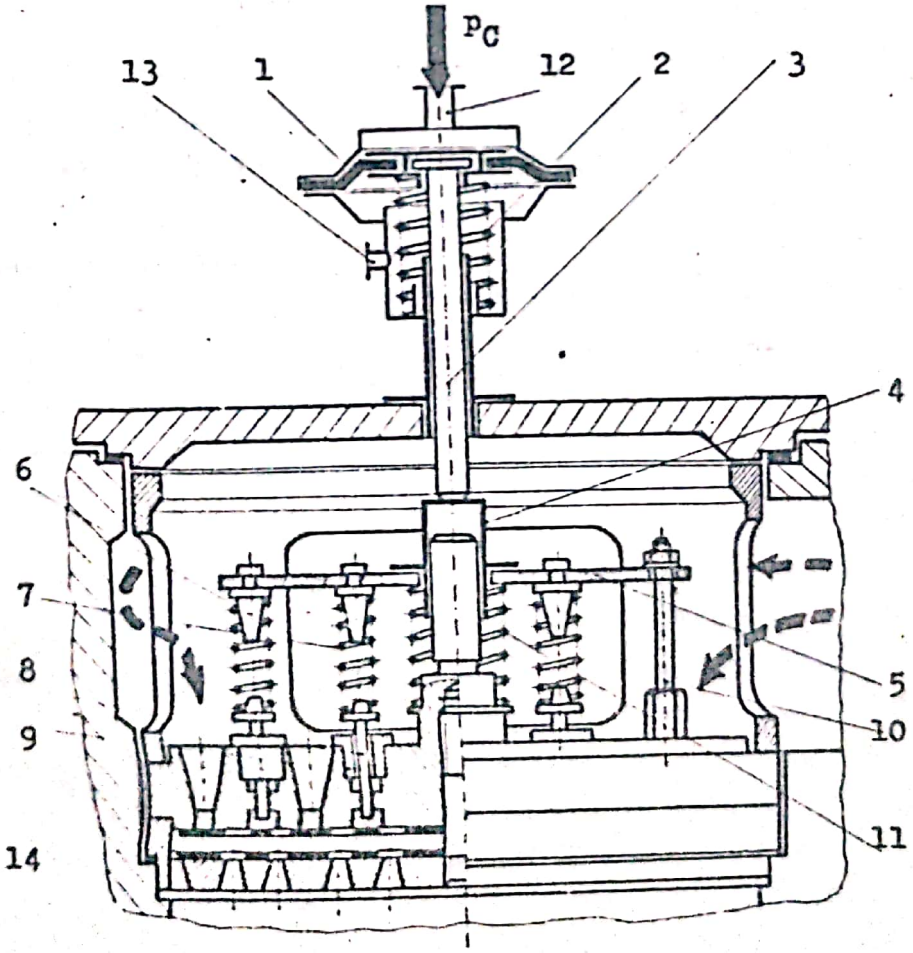


Fig.10.31

Se observă că, atunci cînd ghearele 8 apasă pe discul 14 al supapei de aspiraţie, pentru a întîrzia închiderea acesteia în vederea reducerii debitului, masele în mişcare alternativă cu frecvenţa mişcării pistonului sînt mult micşorate. Ele sînt reprezentate propriu-zis numai de ghearele 8, fixate elastic de placa de susţinere 5, prin intermediul arcurilor 7. Pentru reglarea debitului este necesar să se deplaseze placa 5, astfel încît ghearele să apese în mod corespunzător pe discul supapei, pentru a-i întîrzia închiderea.

Cînd consumul de gaz în reţea scade, presiunea în rezervor creşte şi acţionînd pe membrana 1, provoacă o forţă capabilă să comprime arcurile 2 şi 11. Tija 3 coboară împreună cu placa 5, care apasă cu ghearele elastice pe discul supapei de aspiraţie, menţinînd supapa deschisă. La începutul cursei de refulare gazul iese din cilindru prin supapa de aspiraţie. Treptat, pe măsură ce viteza pistonului creşte, presiunea dinamică a curentului invers de gaz se măreşte şi la un moment dat, forţa produsă prin acţiunea ei pe discul 14 al supapei depăşeşte forţa elastică a arcurilor 7. Discul respectiv împinge ghearele 8 şi comprimă arcurile 7, pînă cînd se reaşează pe sediu închizînd supapa. In cilindru este reţinut un volum de gaz mai mic decît la regimul normal de funcţionare. Urmează faza de comprimare (fig.1o.3o).

Inchiderea cu întîrziere a supapei de aspiraţie se repetă în fiecare ciclu de funcţionare a compresorului, pînă cînd, consumul de gaz la utilizare redevine normal. Presiunea în rezervor scade, se micşorează şi presiunea de comandă exercitată pe membrana 1, iar arcurile 2 şi 14 se destind şi ridică placa 5 care retrage ghearele 8 în sediu, permiţînd funcţionarea normală a supapei.

In cazul compresoarelor cu mai multe trepte, pentru a nu se modifica rapoartele de comprimare ale diferitelor trepte, dispozitivul prezentat - în una din cele două variante - trebuie introdus la toate treptele.

Forţele masice şi de frecare întîrzie mişcarea ghearelor la închiderea supapei. De aceea, debitul aspirat poate fi micşorat în raport cu debitul maxim aspirat pînă la cca 3o% la turaţii peste 5oo rot/min şi pînă la cca 4o% la turaţii sub 5oo rot/min. Dacă se tinde să se micşoreze debitul aspirat sub aceste valori, supapa de aspiraţie rămîne permanent deschisă şi debitul la refulare se anulează. Deci, s-ar putea

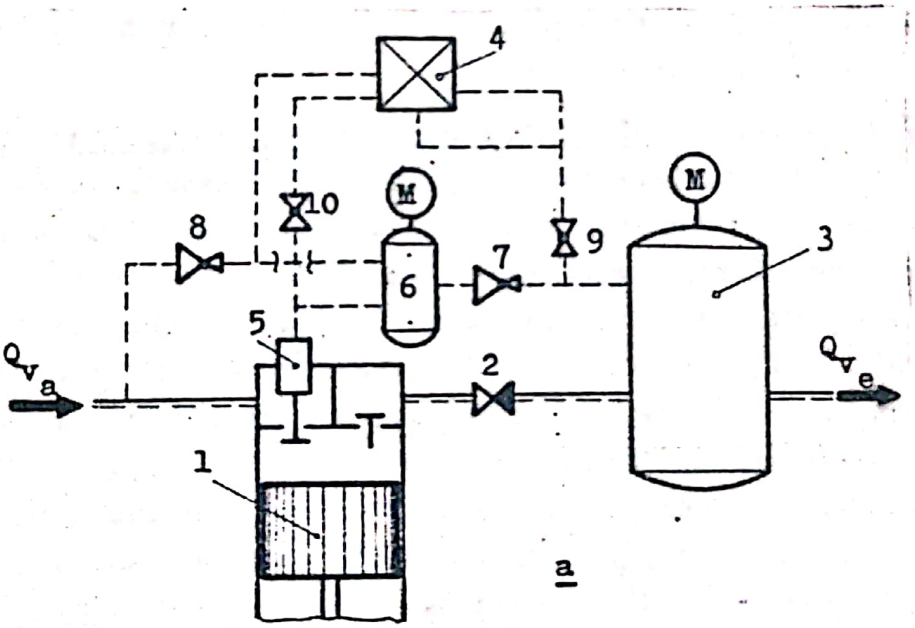
Scanned with OKEN Scanner

utiliza şi reglarea bipoziţională, deoarece, în asemenea cazuri, la rapoarte mari de comprimare în treaptă, curba de destindere intersectează curba de presiune dinamică imediat sub punctul ei maxim $1'''$ (fig.1o.3o), devenind posibilă reglarea continuă pînă la întreruperea debitului la aspiraţie.

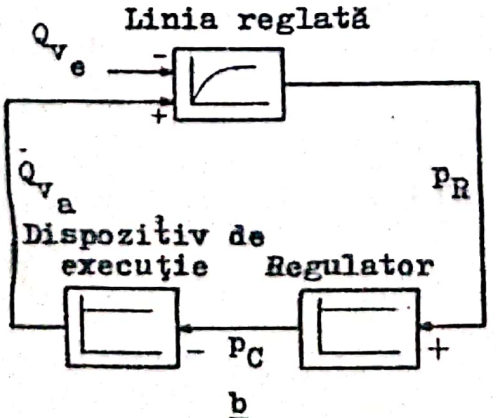
Procedeul de reglare prezentat se utilizează pentru treptele de comprimare cu presiuni la aspiraţie pînă la 3oo bar, dar, nu este aplicabil la rapoarte de comprimare pe treaptă $\mathcal{T}_{ét} \leq 1{,}5$.

Reglarea presiunii (contrapresiunii) din rezervorul tampon.

Instalaţia necesară pentru reglarea contrapresiunii p_R din rezervorul tampon la un compresor cu o treaptă (fig.1o.32 a) se compune din: compresorul 1; supapa de reţinere 2; recipientul 3; regulatorul proporţional 4; dispozitivul 5 de întîrziere a închiderii supapei de aspiraţie; rezervorul de liniştire



a



b

Fig.1o.32

6; ventilul de laminare reglabil 7; ventilul de laminare 8; robinetele 9 şi 10. In fig.10.32 b se prezintă schema buclei de reglare.

Reglarea automată: ventilul 7 este închis; cînd presiunea p_R din recipientul 3 creşte, regulatorul 4 transmite dispozitivului 5 o presiune de comandă p_C mărită, care, prelungeşte deschiderea supapei de aspiraţie în cursa de refulare; debitul aspirat scade.

Reglarea manuală: robinetele 9 şi 10 sînt închise; cînd presiunea p_R din recipientul 3 creşte, ventilul 7 se deschide şi invers, cînd presiunea respectivă scade, ventilul 7 se închide; presiunea de comandă p_C transmisă în rezervorul 6 se controlează cu ajutorul manometrului racordat la rezervorul respectiv.

Pornirea în gol (recipientul 3 fiind sub presiune): supapa de reţinere 2 este închisă; ventilul 7 se deschide astfel încît, supapa de aspiraţie să rămînă permanent deschisă pe toată cursa de refulare.

b. Dispozitivul pentru modificarea spaţiului mort

Intervenţia acestui dispozitiv se bazează pe influenţa spaţiului mort asupra volumului de gaz aspirat în cilindrul de comprimare. Pentru micşorarea debitului la refulare cilindrul compresorului se cuplează cu un spaţiu mort suplimentar avînd volumul ΔV_m. Cuplarea se realizează prin intermediul unei supape, care se deschide sub acţiunea presiunii de comandă şi se închide sub acţiunea presiunii din cilindru. Cît timp presiunea din cilindru este mai mică decît presiunea de cuplare p_K (fig.10.33), supapa respectivă este deschisă, iar cilindrul funcţionează cu spaţiul mort mărit. Ca urmare, prima parte a comprimării şi ultima parte a destinderii se realizează după curbe mai line. Prelungirea destinderii reduce capacitatea de aspiraţie a cilindrului şi totodată, debitul de gaz refulat.

Dispozitivul de execuţie (fig.10.34) constă din supapa 1, dispozitivul cu gheare 2, pistonul 3, arcul 4, bucşa 5, prevăzută cu racordul 6 pentru presiunea de comandă p_C, şi şurubul de reglare 7. Supapa 1 separă cilindrul de comprimare 8 de camera 9, care are rol de spaţiu mort suplimentar, cu volumul ΔV_m.

Presiunea p_K, la care camera 9 se cuplează sau se decuplează de cilindrul de comprimare 8, este determinată de

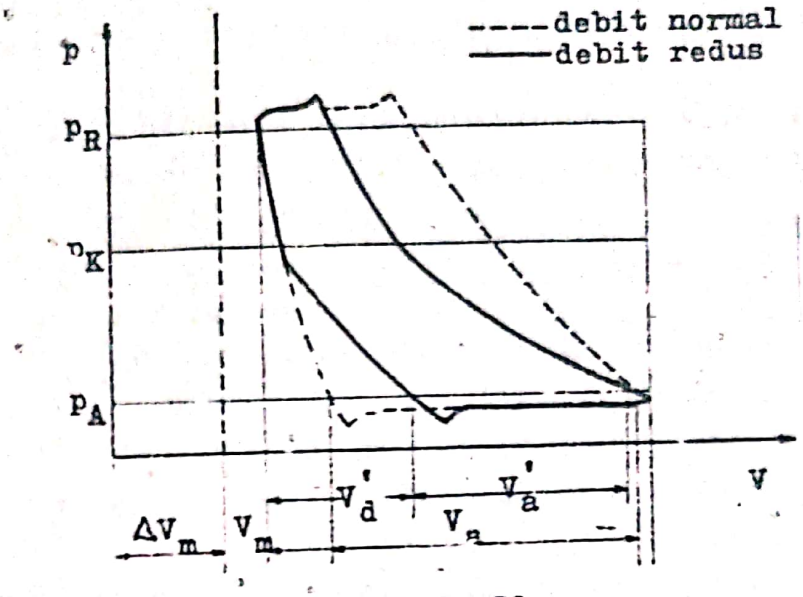


Fig.10.33

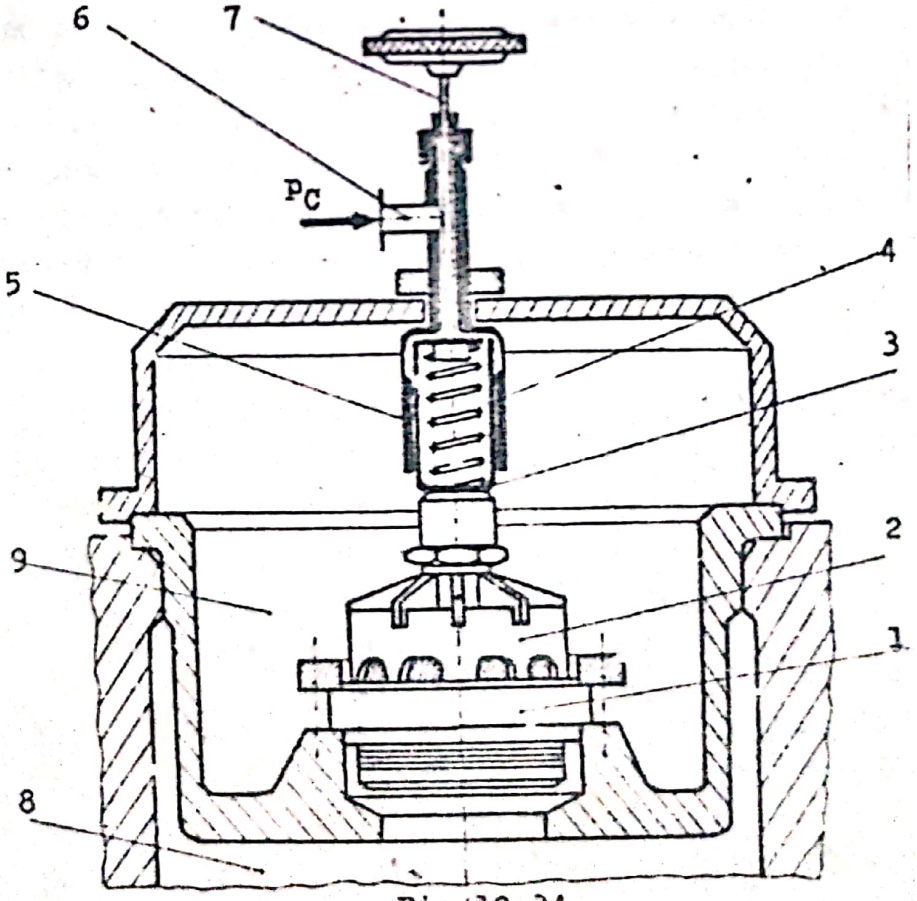


Fig.10.34

presiunea de comandă p_C, care acţionează pe pistonul 3, şi de tensiunea iniţială din arcul 4, care poate fi reglată cu şurubul 7.

In prima parte a destinderii presiunea din cilindru este $p > p_K$ şi menţine discul supapei 1 apăsat pe sediu, camera 9 fiind decuplată. Cînd $p \leq p_K$ forţa cu care pistonul 3 apasă dispozitivul cu gheare 2 este prioritară şi îndepărtează discul supapei 1 de pe sediu. Camera 9 se cuplează cu cilindrul 8, al cărui spaţiu mort creşte astfel cu ΔV_m.

Gazul existent în spaţiul mort suplimentar prelungeşte destinderea şi reduce fracţiunea din cursa pistonului disponibilă pentru aspiraţia propriu-zisă. Volumul de gaz aspirat se reduce la valoarea $V'_a < V_a$ (fig.1o.33).

In prima parte a comprimării presiunea din cilindru este $p < p_K$ şi camera 9 se menţine cuplată cu cilindrul 8, supapa 1 fiind deschisă. Cînd $p \geq p_K$ forţa produsă de presiunea din cilindru pe discul supapei învinge forţa cu care dispozitivul cu gheare 2 apasă pe faţa opusă a discului respectiv. Ghearele sînt împinse în sediu, pistonul 3 comprimă arcul 4, iar supapa 1 se închide decuplînd camera 9 de cilindrul de comprimare 8.

Se observă că pe porţiunile în care spaţiul mort este majorat, pantele curbelor de comprimare şi de destindere sînt mai mici (fig.1o.33).

Cînd presiunea de comandă p_C creşte, presiunea de cuplare p_K se măreşte şi pierderea din volumul cursei pentru realizarea destinderii se majorează pînă la valoarea V'_d, în detrimentul volumului rămas pentru aspiraţie (fig.1o.33).

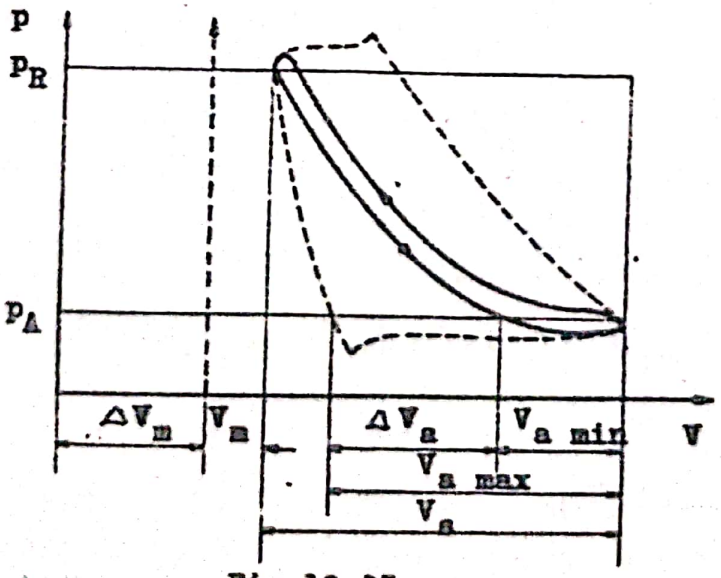


Fig.10.35

Domeniul de reglare se poate evalua în ipoteza neglijării pierderilor termo - şi gazodinamice la aspiraţie (fig. 1o.35):

$$\Delta V_a \approx V_{a\ max} - V_{a\ min} \qquad (1o.38)$$

unde $V_{a\ max}$ şi $V_{a\ min}$ sînt volumele de gaz maxim şi respectiv, minim aspirate în cilindru, la care, productivitatea compresorului este maximă şi respectiv, minimă. Volumele aspirate $V_{a\ max}$ şi $V_{a\ min}$ rezultă pentru volumele V_m şi respectiv, $V_m + \Delta V_m$ ale spaţiului mort:

$$V_{a\ max} = V_s - V_m.(\pi_c^{1/n_d} - 1) \qquad (1o.39)$$

$$V_{a\ min} = V_s - (V_n + V_m).(\pi_c^{1/n_d} - 1) \qquad (1o.4o)$$

Rezultă:

$$\Delta V_m = \frac{V_{a\ max} - V_{a\ min}}{\pi_c^{1/n_d} - 1} \approx \beta \cdot \Delta V_a =$$

$$= \beta\ (V_{a\ max} - V_{a\ min}) \qquad (1o.41)$$

Aici, $\beta = \frac{1}{\pi_c^{1/n_c} - 1} \approx \frac{\Delta V_m}{\Delta V_a}$ reprezintă raportul dintre volumul spaţiului mort suplimentar şi domeniul de reglare.

Dacă domeniul de reglare ΔV_a se menţine neschimbat, iar raportul de comprimare π_c scade, raportul β şi spaţiul mort suplimentar ΔV_m cresc. La $\pi_c = 2$ se atinge limita de economicitate a procedeului de reglare (fig.1o.36).

Reglarea continuă prin modificarea spaţiului mort la compresoarele cu mai multe trepte necesită introducerea dispozitivelor de execuţie la toate treptele, pentru a li se păstra rapoartele de comprimare iniţiale.

<u>Reglarea prin presiunea de la aspiraţie</u>

Productivitatea compresorului poate fi reglată continuu prin modificarea presiunii la aspiraţie. În fig.1o.37 a şi b se prezintă instalaţia şi bucla de reglare, în care, compresorul 1 aspiră din rezervorul 2 şi refulează în rezervorul 3. Regulatorul 4 este derivat din cel prezentat la p.1o.3.3.1, prin inversarea poziţiei supapei cu bilă. Semnalul de intrare este dat de presiunea p_A din rezervorul de aspiraţie 2,

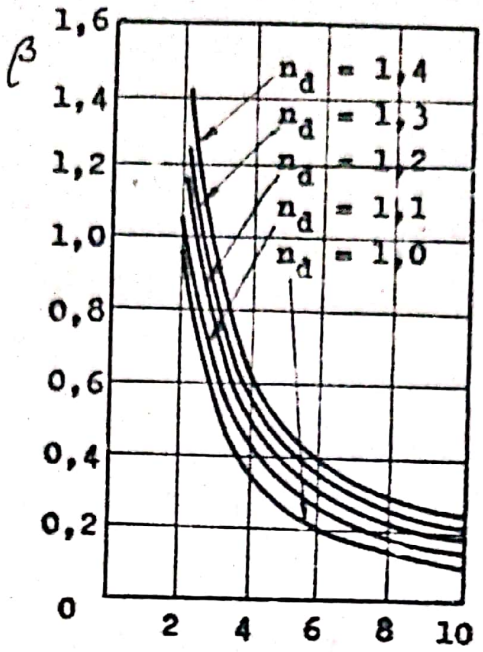
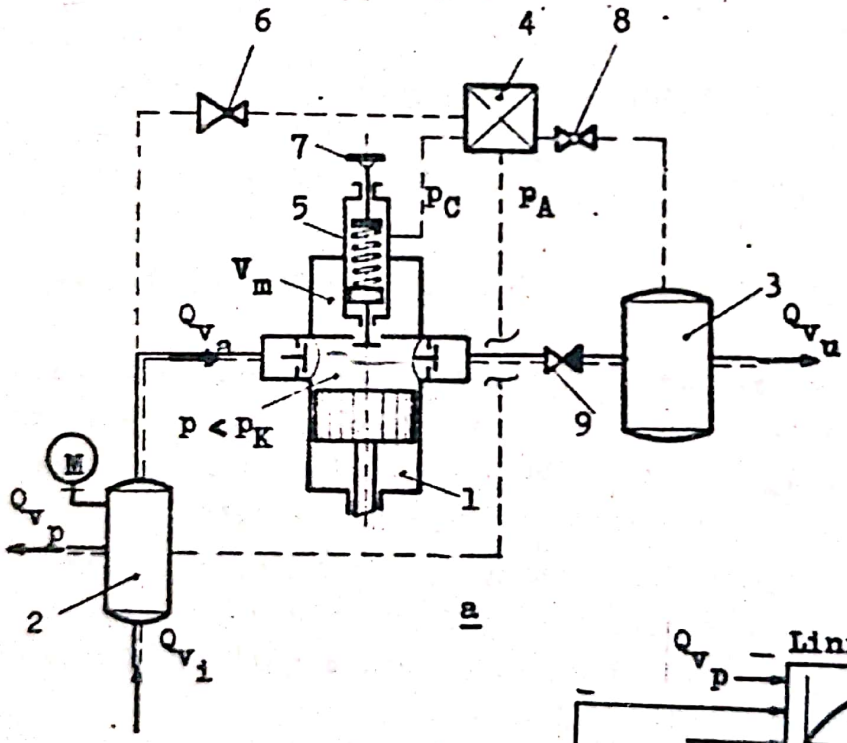
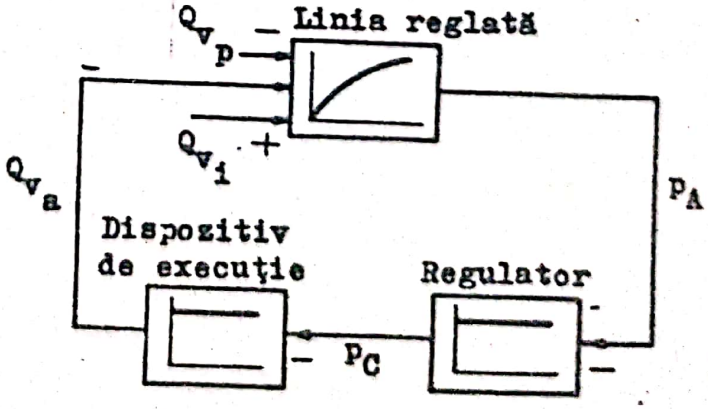


Fig.10.36



a



b

Fig.10.37

Scanned with OKEN Scanner

care este cuplat la regulator. Pentru preluarea energiei auxiliare, regulatorul este cuplat cu rezervorul 3 de la refulare. De asemenea, regulatorul mai este cuplat cu dispozitivul de execuţie 5 şi cu conducta de aspiraţie în compresor, prin intermediul ventilului de laminare 6. Dispozitivul 5 cuplează sau decuplează spaţiul ΔV_m cu cilindrul de comprimare. Ca mărimi perturbatoare se disting debitul Q_{vi} la intrarea în rezervorul de aspiraţie 2 şi debitul Q_{vp} prelevat din rezervorul respectiv.

Reglarea automată: şurubul 7 este complet desfăcut; cînd debitul prelevat Q_{vp} creşte, presiunea p_A din rezervorul de aspiraţie 2 scade şi regulatorul 4 măreşte presiunea de comandă p_C; ca urmare, presiunea de cuplare p_K din cilindrul de comprimare se măreşte, astfel că debitul aspirat Q_{va} scade, pînă cînd se echilibrează prelevarea crescîndă Q_{vp} şi presiunea p_A din rezervor; concomitent, debitul spre utilizare, Q_{vu}, scade.

Reglarea manuală: regulatorul 4 este decuplat prin închiderea robinetului 8; pentru echilibrarea prelevării Q_{vp} crescînde se tensionează arcul dispozitivului 5 prin strîngerea şurubului 7.

Pornirea în gol: recipientul 3 fiind sub presiune, supapa de reţinere 9 este închisă; se strînge complet şurubul 7, reducînd la minimum volumul de gaz aspirat în cilindrul de comprimare.

c. <u>Reglarea prin variaţia turaţiei</u>

Reglarea debitului compresorului prin modificarea turaţiei se bazează pe relaţia:

$$q = \lambda \frac{\omega}{2\pi} V_s,$$

în care, coeficientul de debit λ poate fi considerat, practic, invariabil cu turaţia.

<u>Obs.:</u> In realitate, coeficientul λ variază cu turaţia, dar în limite restrînse. Astfel, cînd turaţia scade, vitezele de curgere a gazului la aspiraţie şi la refulare se micşorează, iar pierderile de presiune în fazele respective se reduc, avînd ca efect, o oarecare creştere a coeficientului de debit.

Reglarea prin turaţie oferă siguranţă şi reduce la minimum consumul de energie, dar, necesită motor cu turaţie variabilă.

Scanned with OKEN Scanner

Antrenarea cu motor electric. Modificarea turaţiei în limitele necesare se poate realiza numai cu motoare de curent continuu sau cu motoare trifazate cu colector.

Antrenarea cu motor termic. Se poate utiliza motor cu piston sau cu turbină. Deoarece motoarele termice au turaţia de mers în gol relativ ridicată, valoarea minimă a debitului aspirat este limitată. In mod obişnuit, poziţia pîrghiei de acceleraţie se modifică în funcţie de presiunea din rezervorul tampon, care corespunde consumului de gaz şi turaţiei. In general, productivitatea minimă obţinută reprezintă 4o...5o% din valoarea nominală. Pentru debite de gaz la utilizare mai mici se prevede un regulator bipoziţional.

1o.3.4. Compararea procedeelor de reglare

Reglarea productivităţii prin opriri repetate ale motorului de antrenare sau prin variaţia turaţiei oferă avantajul că prin reducerea productivităţii se micşorează pierderile mecanice.

In cazul antrenării compresorului cu motor electric cu turaţia constantă reducerea productivităţii implică creşterea pierderilor mecanice şi electrice. Astfel, la mersul în gol ($q = 0$), puterea aplicată la arborele compresorului reprezintă cca 25...3o% din puterea nominală. În cazul unor sisteme de reglare perfecţionate puterea de mers în gol scade pînă la 15%, dar, odată cu micşorarea sarcinii este afectat şi randamentul motorului electric. Astfel, de exemplu, dacă încărcarea motorului la mersul în gol al compresorului reprezintă 15% din încărcarea nominală, randamentul motorului electric poate scădea pînă la o,5o. De aceea, puterea motorului electric la mers în gol reprezintă minimum 3o% din puterea nominală. In asemenea situaţie, factorul de putere la sarcina respectivă scade pînă la $\cos\varphi = o,38$. Deci, reglarea intermitentă prin oprirea motorului este mult mai economică. Dar, în acele cazuri cînd productivitatea compresorului este apropiată de cea nominală, avînd în vedere perioadele de funcţionare mai lungi şi opririle de scurtă durată, devine mai economică reglarea prin trecerea la mers în gol.

Reglarea prin laminarea aspiraţiei şi prin transvazarea de la refulare în aspiraţie nu este economică. La compresoarele cu mai multe trepte, reglarea prin transvazare după prima treaptă sau prin laminarea aspiraţiei asigură pierderi

de putere de cîteva ori mai mici, în comparaţie cu compresoarele cu o treaptă, dar domeniul de reglare este limitat.

Reglarea prin obturarea aspiraţiei este cel mai economic procedeu de trecere a compresorului la mers în gol, deoarece nu se manifestă pierderile gazodinamice în cilindru şi pe conducte, iar puterea indicată este aproape nulă. In schimb, vacuumul produs în cilindru reprezintă un dezavantaj al metodei.

Reglarea prin menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie oferă avantajul compactităţii dispozitivului de execuţie, dar acţiunea repetată a acestuia asupra supapei respective îi afectează siguranţa în funcţionare.

Reglarea prin cuplarea camerelor adiţionale, utilizabilă atît pentru reglarea în trepte cît şi

pentru reglarea continuă, se caracterizează prin pierderi gazodinamice mai mici decît reglarea prin menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie şi, de aceea, este mult mai economică. Procedeul oferă posibilitatea trecerii compresorului la mers în gol, dar, deoarece nu elimină faza de comprimare din cilindru, nu permite descărcarea compresorului la pornire. Pornirea compresorului necesită transvazarea din refulare în aspiraţie sau menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie. De asemenea, trebuie să se aibă în vedere că prevederea camerelor adiţionale este oportună numai la rapoarte de comprimare mai mari de 1,8...2,o, deoarece, sub aceste valori, camerele adiţionale devin prea voluminoase.

Reglarea combinată îmbină avantajele proprii diferitelor procedee de reglare a productivităţii.

In cazul procedeelor combinate, reglarea în trepte şi reglarea continuă se completează reciproc. De exemplu, combinînd diferite procedee de reglare în trepte cu transvazarea prin bypass rezultă o reglare lină între trepte.

In mod frecvent reglarea în trepte se realizează prin combinarea procedeului de cuplare a camerelor adiţionale cu procedeul de menţinere deschisă a supapei de aspiraţie. In acest fel, se reduce numărul de camere adiţionale, ceea ce este avantajos pentru gabaritul şi construcţia compresorului. Totodată, devine posibilă descărcarea compresorului la pornire, fără a apela la dispozitive speciale în acest scop.

Scanned with OKEN Scanner

11. CONSTRUCTIA COMPRESOARELOR CU MECANISM BIELĂ-MANIVELA

11.1. Aspecte constructive generale

Dispunerea cilindrilor de comprimare poate fi:
- verticală (în linie, în V, în W, în V dublu sau în stea);
- orizontală;
- combinată (în L).

Pistonul este plonjor sau cu tijă şi cap de cruce. El poate avea una sau două feţe active.

Mecanismul bielă-menivelă este axat, iar raportul dintre raza manivelei şi lungimea bielei este cuprins între 1/3,5... 1/6. Limita superioară a acestui raport corespunde mecanismului cu bielă scurtă şi se întîlneşte la compresoarele cu cap de cruce.

11.2. Dispunerea treptelor de comprimare

Plecînd de la condiţiile funcţionale şi dinamice se utilizează următoarele soluţii constructive:
- dispunerea treptelor pe mai mulţi cilindri;
- realizarea treptelor folosind pistoane diferenţiale;
- dispunerea combinată a treptelor pe mai mulţi cilindri şi folosind pistoane diferenţiale;

Succesiunea treptelor vizează satisfacerea mai multor cerinţe:
- egalitatea forţelor care solicită mecanismul motor în cele două curse ale pistonului; în acest fel, se asigură solicitări mici şi dimensiuni reduse ale mecanismului motor, precum şi uniformizarea momentului rezistent;
- egalitatea rapoartelor teoretice de comprimare ale treptelor; în acest fel, consumul de energie se reduce la minim;
- corelarea fazei de refulare dintr-o treaptă cu faza de aspiraţie din treapta următoare; în acest fel, se reduc variaţiile de presiune din răcitorul intermediar şi se micşorează volumul acestuia;
- plasarea treptelor de înaltă presiune în corp de comprimare închis; prin aceasta, fie dispare necesitatea etanşării tijei pistonului pentru presiuni mari, fie etanşarea respectivă se realizează cu inele de etanşare cu diametru relativ mic, tija fiind plină şi de dimensiuni reduse; deci, se vizează diminuarea pierderilor de gaz şi micşorarea frecărilor; în acelaşi scop, pentru reducerea frecărilor la segmenţi, alezajul

Scanned with OKEN Scanner

treptelor de presiune înaltă trebuie să fie mic;

- existenţa unor diferenţe mici de presiune între spaţiile de lucru vecine, pentru a înlesni etanşeitatea;

- alezaje mici la treptele superioare, pentru a se reduce frecarea la segmenţi;

- separarea spaţiului de aspiraţie în prima treaptă de spaţiul mecanismului motor, pentru a se evita antrenarea uleiului de ungere de către gazul aspirat;

- asigurarea posibilităţilor de demontare a diferitelor subsansambluri.

Aceste cerinţe nu se pot satisface simultan. In funcţie de proporţiile şi de destinaţia compresorului, unele cerinţe devin prioritare, renunţîndu-se la celelalte.

La compresoarele cu pistoane diferenţiale se prevăd uneori trepte de echilibrare. Treapta de echilibrare are rolul de a diminua diferenţa dintre forţele care solicită mecanismul motor în cele două curse ale pistonului. O asemenea treaptă este combinată cu o treaptă de comprimare şi nu are supape. Ea creează forţe de presiune apropiate ca valoare şi opuse ca sens celor produse de treapta de comprimare cu care este cuplată. In acest scop, în funcţie de nivelul treptei cu care este cuplată, treapta de echilibrare este racordată la presiunea de aspiraţie (pentru prima treaptă de comprimare) sau la presiunea de refulare din treapta de comprimare (pentru treptele superioare)

11.3. Soluţii constructive uzuale

11.3.1. Compresoare cu o treaptă

In fig.11.1,...,11.7 se prezintă în ordine următoarele soluţii constructive: monocilindrul vertical cu piston plonjor; monocilindrul orizontal cu cap de cruce şi cu dublu efect; bicilindrul vertical; bicilindrul în V; bicilindrul orizontal cu un singur maneton; bicilindrul orizontal cu manetoane la 180° (boxer); bicilindrul în L.

Pentru debite mici se utilizează compresoare cu piston plonjor având cilindrii dispuşi în linie (fig.11.3), în V(fig. 11.4) sau în W. Ele pot avea maximum opt cilindri şi sînt răcite cu aer.

Pentru debite mari se utilizează compresoare cu piston cu dublu efect având cilindrii dispuşi orizontal (fig.11.2) sau

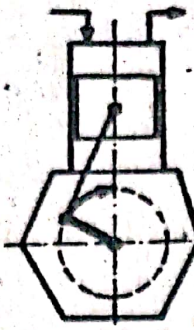


Fig.11.1

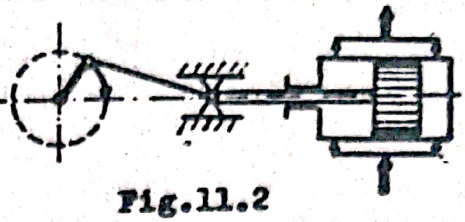


Fig.11.2

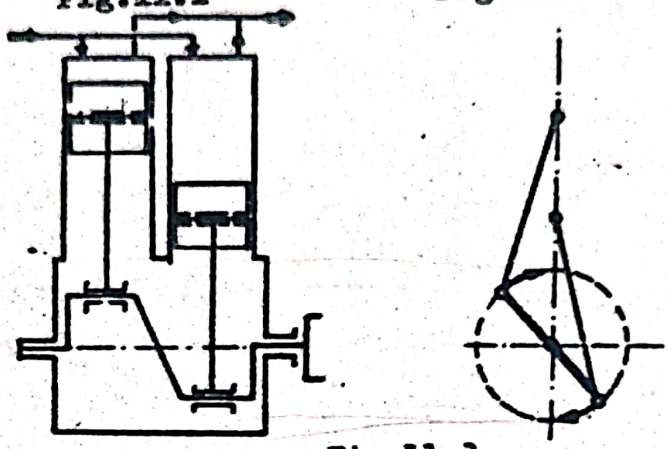


Fig.11.3

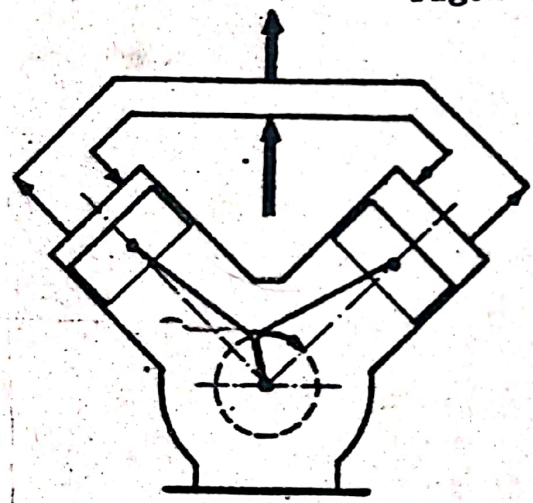


Fig.11.4

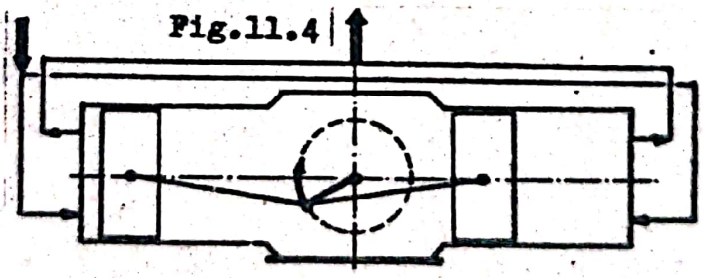


Fig.11.5

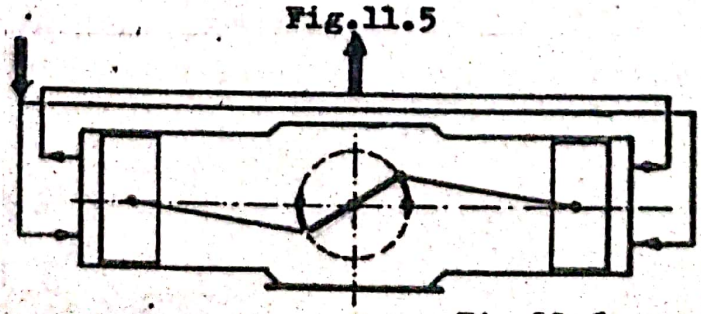


Fig.11.6

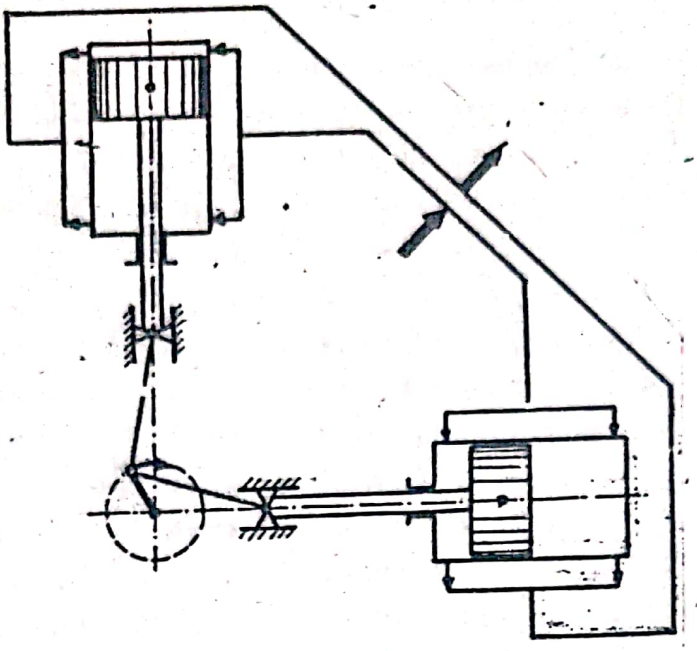


Fig.11.7

în L (fig.11.7). Mecanismul motor fiind cu cap de cruce, acţiunea forţei normale este deplasată de pe suprafaţa cilindrului pe suprafaţa ghidajului capului de cruce.

11.3.2. Compresoare cu două trepte

Compresoarele cu două trepte se utilizează îndeosebi pentru producerea aerului comprimat pînă la presiuni de 40 ba.

Pentru debite mici se utilizează soluţia cu piston plonjor şi dispunerea treptelor pe diferiţi cilindri aşezaţi în linie (fig.11.8 şi 11.9) sau, mai frecvent, în V (fig.11.10) şi în W (fig.11.11). La debite mijlocii se întîlneşte şi soluţia cu 4 cilindri în V, cîte doi cilindri în paralel pentru fiecare treaptă, cuplaţi la un arbore comun avînd două coturi la 180°. Fiecare cot acţionează cîte un cilindru din treapta întîia şi un cilindru din treapta a doua.

Pentru debite mai mari se utilizează pistoane disc şi mecanism cu cap de cruce, cilindrii fiind aşezaţi, de exemplu, în V dublu (fig.11.12).

In cazul soluţiei cu piston diferenţial, camera inelară serveşte în mod obişnuit pentru realizarea treptei a doua (fig.11.13). In acest fel, sînt satisfăcute condiţiile privind echilibrarea forţelor pe cele două feţe active ale pistonului şi corelarea fazelor de refulare şi de aspiraţie în trepte succesive. Asemenea pistoane se utilizează pentru compresoare monocilindrice sau cu cilindrii în V. Pentru debite

rari,fiind utilizat mecanismul cu cap de cruce,devin favorabile condiţiile pentru etanşarea treptei a doua, prin prevederea unei cutii de etanşare la tija pistonului. Pistonul diferenţial prezentat în fig. 11.14 reprezintă o construcţie mai uşoară şi mai economică, iar spaţiul inelar E serveşte ca treaptă de echilibrare a forţelor ce acţionează pe tija pistonului. Soluţia din fig.11.15 nu este avantajoasă sub aspectul încărcării cu forţe a pistonului, deoarece presiunile gazului din ambele trepte acţionează de aceeaşi parte a acestuia. In schimb, se asigură diferenţe mici de presiune între spaţiile de lucru vecine şi alezaje reduse la treapta de înaltă presiune. Aplicarea soluţiei respective se mai justifică prin aceea că, permite utilizarea unor piese destinate pentru compresoare cu o treaptă, cu excepţia pistonului şi chiulasei, astfel că se simplifică fabricaţia şi conservarea pieselor de schimb.

Dispunerea treptelor pe cilindri în linie cu pistoane diferenţiale (fig.11.16) se distinge prin aceea că pistonul treptei a doua mai are o treaptă de diametru mai mare, pe care se asigură o ghidare mai bună şi formarea unei camere inelare E de echilibrare.

11.3.3. Compresoare cu trei trepte

Se utilizează soluţii cu piston plonjor sau cu piston disc, treptele de comprimare fiind dispuse pe diferiţi cilindri aşezaţi în linie, în W sau în T inversat (fig.11.17). Deşi mai simplă, soluţia cu piston diferenţial (fig.11.18) se utilizează rar, deoarece nu satisface condiţia echilibrării forţelor ce acţionează pe piston, iar la treapta a doua nu sînt îndeplinite nici cerinţele privind învecinarea spaţiilor cu diferenţe mici de presiune şi practicarea unui alezaj redus. Prin compartimentarea primei trepte în două spaţii de lucru şi prin folosirea mecanismului cu cap de cruce (fig.11.19) forţele pe tijă devin mai mici, iar dispunerea treptei a doua este mai favorabilă.

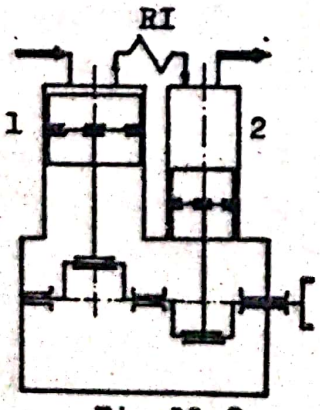


Fig.11.8

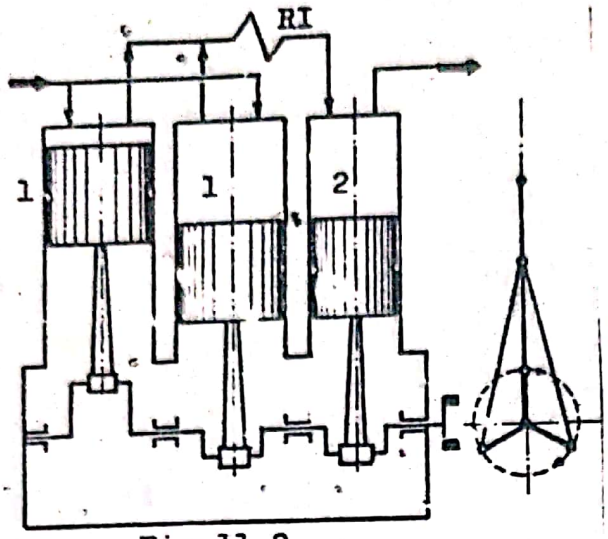


Fig.11.9

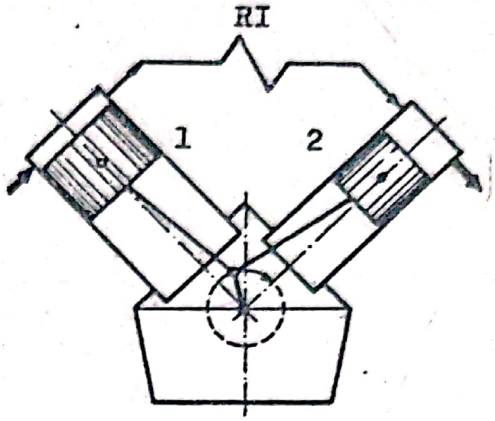


Fig.11.10

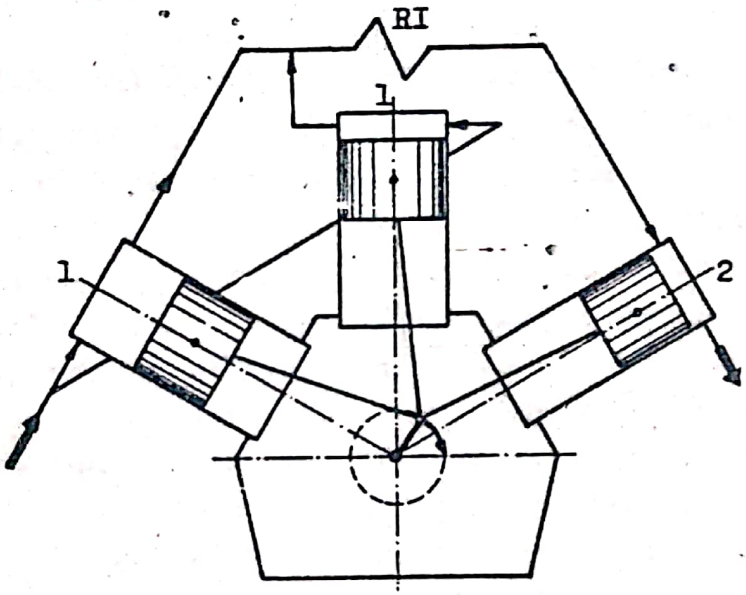


Fig.11.11

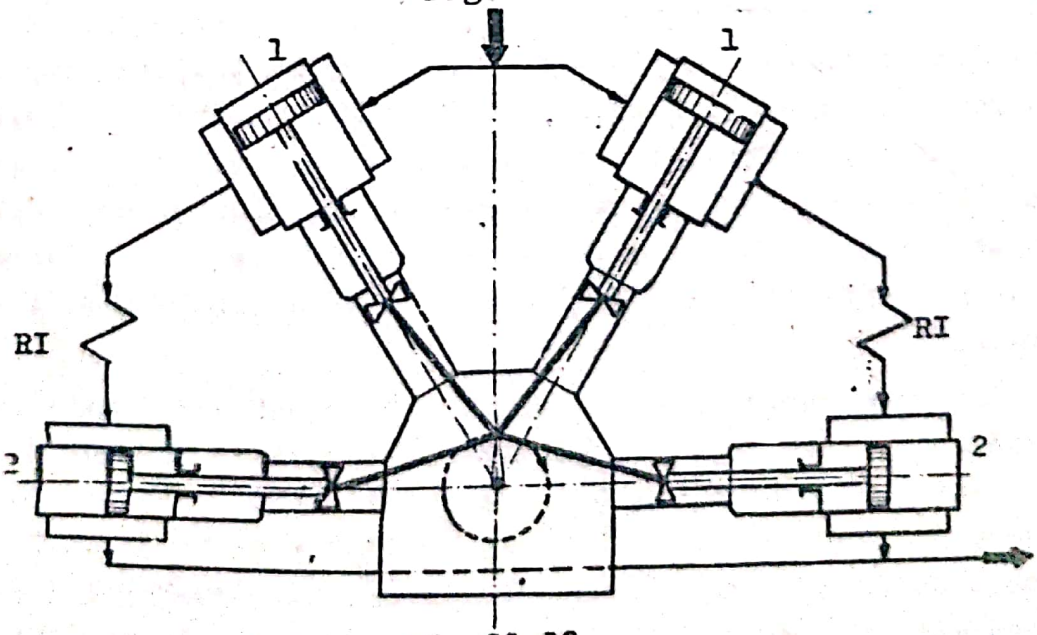


Fig.11.12

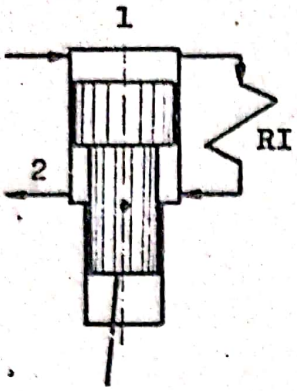


Fig.11.13

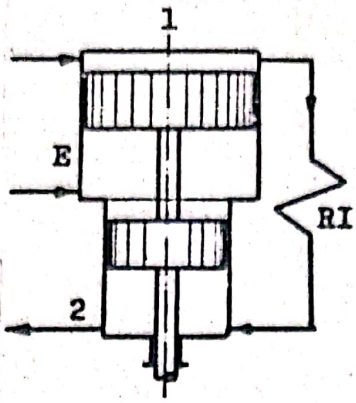


Fig.11.14

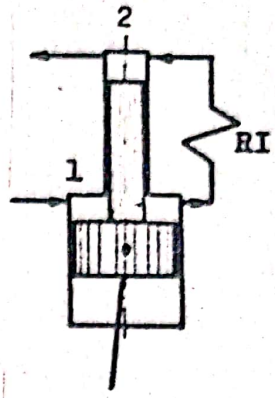


Fig.11.15

11.3.4. Compresoare cu patru şi cu mai multe trepte

In general se utilizează soluţia cu piston diferenţial, care, la debite reduse poate asigura pînă la cinci trepte. Pentru un număr de trepte mai mare pistonul se secţionează pentru a se reduce masa aflată în mişcare de translaţie. La debite mari, primele două trepte sînt cu dublu efect sau se completează cu un compresor centrifug. Ca urmare, masele de translaţie ale treptelor respective se micşorează devenind posibilă funcţionarea cu turaţii mai mari. Compresoarele cu piston pot avea maximum şapte trepte.

Un compresor cu patru trepte conform fig.11.2o prevede o cameră de echilibrare E, care satisface mai bine cerinţele prin reducerea diferenţelor de presiune între spaţiile vecine şi prin folosirea unor alezaje mai mici la treptele superioare. In general, această soluţie este optimă, deoarece satisface în totalitate cerinţele impuse dispunerii treptelor de comprimare cu unele excepţii (corelarea refulărilor şi aspiraţiilor la treptele a doua şi a treia sau asigurarea unor diferenţe mici de presiune între spaţiile vecine în cazul treptei a patra).

Un compresor cu patru trepte cu piston diferenţial şi cilindri în L (fig.11.21) prevede o anumită repartiţie a treptelor cu simplu efect, astfel încît cutiile de etanşare să lucreze la presiuni joase. Pentru echilibrarea forţelor pe pistoane se prevăd camerele de echilibrare E. Aspiraţiile şi refulările din trepte succesive se corelează numai pe durata

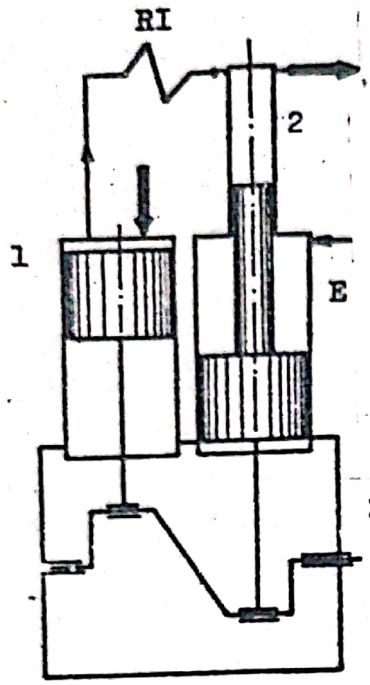


Fig.11.16

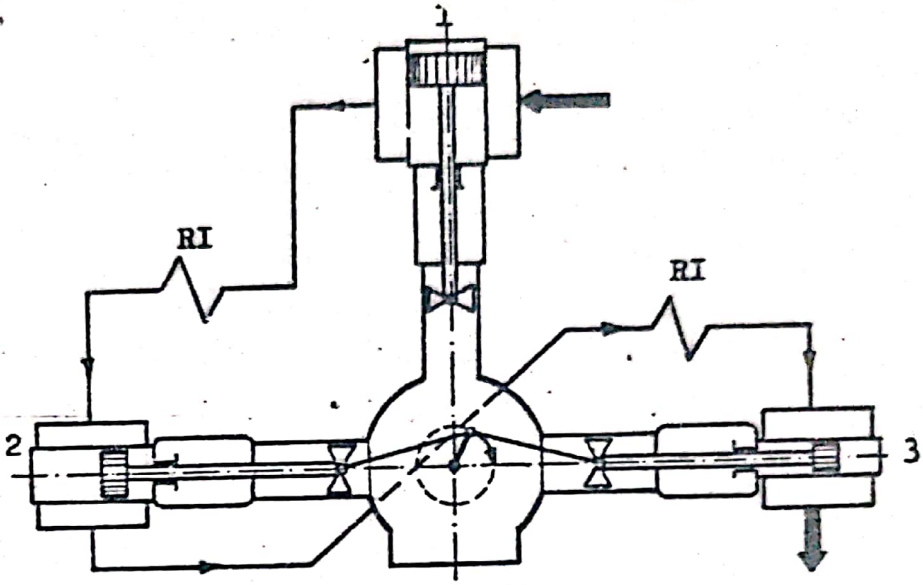


Fig.11.17

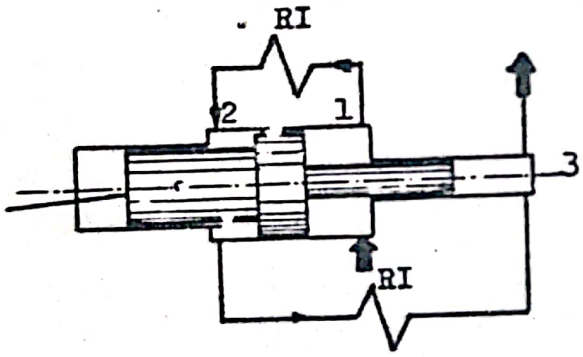


Fig.11.18

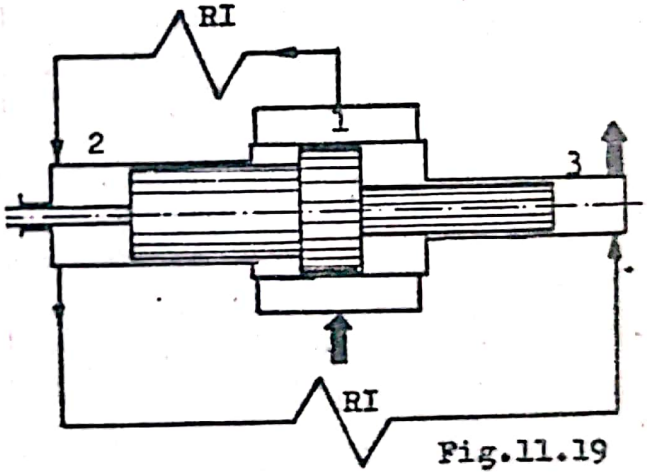


Fig.11.19

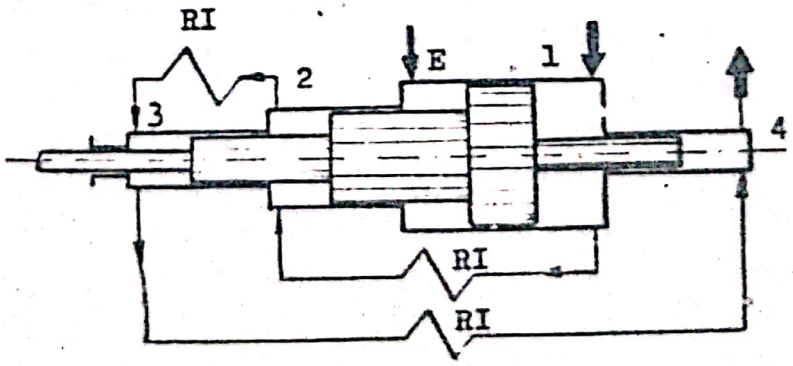


Fig.11.20

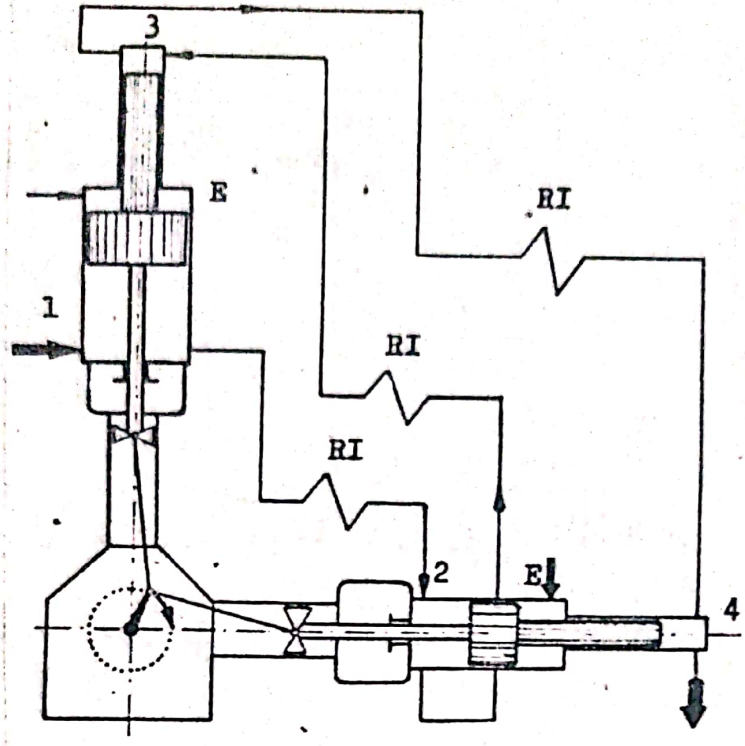


Fig.11.21

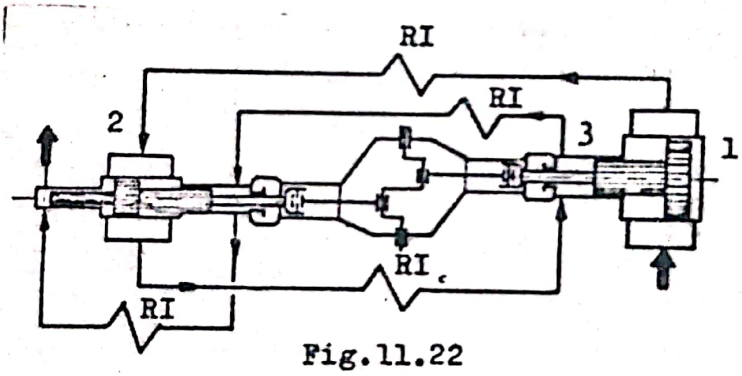


Fig.11.22

unghiulară de 90°, iar la treptele a treia şi a patra diferenţele de presiune faţă de spaţiile vecine, camerele de echilibrare, sînt mari.

La compresórul cu şase trepte în formula boxer (fig.11.22) se observă că se satisfac cerinţele privind dispunerea treptelor de comprimare, dar, sînt necesare conducte relativ lungi între trepte.

11.4. Agregatul motor-compresor

Compresorul cu piston poate fi antrenat de un motor electric sau de un motor cu ardere internă cu care poate fi cuplat direct sau prin intermediul unui multiplicator (demultiplicator) de viteză. In cazul antrenării compresorului cu ajutoral

unui motor cu ardere internă cu piston mai există formula constructivă conform căreia cilindrii motori şi cilindrii compresori să fie reuniţi în cadrul aceleiaşi agregat, pistoanele lor fiind cuplate cu un arbore comun.

In principiu, agregatul motor-compresor constă din unul sau mai mulţi cilindri motori şi respectiv, unul sau mai mulţi cilindri compresori. Cilindrii compresori se disting, în primul rînd, prin construcţia chiulasei şi a supapelor de distribuţie, precum şi prin existenţa accesoriilor adecvate (filtre, conducte de aspiraţie şi de refulare, separatoare de ulei, răcitoare, supape de reţinere, rezervor tampon, supape de siguranţă, dispozitive de reglare etc.). Dispunerea cilindrilor motori şi compresori este studiată sub aspectul dinamicii mecanismului motor.

Raportul de comprimare realizabil în cilindrii compresori se poate determina plecînd de la condiţia ca puterea efectivă a cilindrilor motori să fie cel puţin egală cu puterea necesară la arbore pentru cilindrii compresori:

$$P_e \geq P_C \qquad (11.1)$$

In ipoteza că cilindreea unitară este aceeaşi la toţi cilindrii, condiţia respectivă se exprimă prin relaţia:

$$N_m \cdot V_s \cdot p_e \cdot \frac{\omega}{\mathcal{C}\pi} \geq N_c \cdot p_A \cdot \lambda \; V_s \frac{\ln \pi_C}{\eta_{iz-a}} \cdot \frac{\omega}{2\pi} \qquad (11.2)$$

Aici, N_m şi N_c reprezintă numărul de cilindri motori şi respectiv, compresori; p_e - presiunea medie efectivă în cilindrii motori şi $\mathcal{C}$ - numărul de timpi în care funcţionează cilindrii motori.

Dacă $N_m = N_c = \frac{N}{2}$ rezultă

$$\ln \pi_C \leq \frac{2}{\mathcal{C}} \cdot \frac{p_e \cdot \eta_{iz-a}}{\lambda \cdot p_A} \qquad (11.3)$$

Concluzie: raportul de comprimare realizabil depinde de presiunea medie efectivă şi de numărul de timpi la cilindrii motori, precum şi de randamentul izotermic la arbore şi de coeficientul de debit la cilindrii compresori.

Un asemenea agregat se distinge prin compactitate şi prin pierderi mecanice mai reduse, deoarece fluxul de putere parcurge un drum mai scurt de la cilindrii motori la cilindrii compresori.

Se construiesc agregate transportabile cu 2...8 cilindri dispuşi în linie sau în V, dar şi agregate stabile, în diferite variante constructive, dintre care se menţionează soluţia cu cilindrii motori în V şi cu cilindrii compresori orizontali.

In fig.11.23 se prezintă schema unui agregat motor-compresor cu cilindrii în V, pe linia din stînga fiind unul sau mai mulţi cilindri motori, iar pe linia din dreapta, unul sau mai mulţi cilindri compresori.

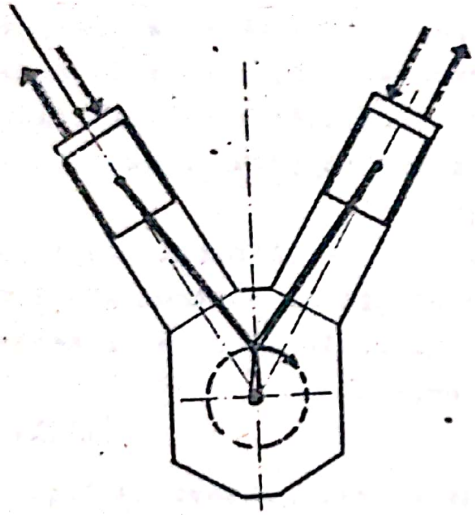


Fig.11.23

11.5. Compresoare fără ungere

Compresorul cu piston fără ungere se caracterizează prin particularităţile constructive ale mecanismului motor şi ale sistemului de etanşare la cilindrul de comprimare, care elimină necesitatea prezenţei peliculei de ulei în zona de contact dintre piston şi cilindru. In mod obligatoriu, mecanismul motor este cu cap de cruce şi, pentru a reduce la minimum forţa de contact dintre piston şi cilindru sau pentru a elimina chiar contactul dintre piesele respective, tija pistonului se ghidează cu ajutorul unui lagăr suplimentar. Etanşarea la cuplul piston-cilindru, precum şi cutiile de etanşare la tija pistonului se realizează prin măsuri speciale, astfel încît uleiul din spaţiul de lucru al mecanismului motor, care asigură ungerea obişnuită a arborelui şi a capului de cruce, să nu poată ajunge în cilindrul de comprimare. Ca urmare, gazul comprimat va fi complet lipsit de orice "urme" de ulei.

Compresoarele fără ungere se utilizează pentru comprimarea unor gaze în prezenţa cărora uleiul s-ar aprinde (de ex., oxigen) sau a căror puritate nu trebuie afectată prin comprimare. Ele se utilizează în industria chimică şi în tehnica frigului obişnuit sau adînc.

Pe lîngă puritatea gazului, eliminarea ungerii la cuplul piston-cilindru oferă următoarele avantaje:

- temperatura la sfîrşitul comprimării nu este limitată prin condiţia de prevenire a autoaprinderii uleiului; deci,

raportul de comprimare al treptei poate fi mai mare decît cel obişnuit;

- separatorul de ulei de pe conducta de refulare nu mai este necesar; deci, pierderile de presiune la refulare sînt mai mici;

- dacă gazul urmează să fie utilizat la temperatură ridicată, nu mai este necesar răcitorul final, care, la compresoarele obişnuite ar mai avea şi rolul de a înlesni recuperarea uleiului antrenat de gaz;

- uleiul nu se mai pierde prin antrenarea lui de către gazul refulat.

- în cazul instalaţiilor frigorifice cu compresor fără ungere dispar dificultăţile legate de amestecarea agentului frigorific cu ulei şi de formarea unei pelicule de ulei, izolantă termic, pe suprafeţele de schimb de căldură.

11.5.1. Compresorul cu segmenţi de etanşare

Atît pistonul, cît şi cilindrul de comprimare, care este prevăzut cu cămaşă interioară (bucşă de frecare), se realizează din material rezistent la acţiunea corozivă a gazului. Segmenţii de etanşare de pe piston se realizează din cărbune presat, grafit sau material sintetic (teflon) şi, în principiu, se compun din cîte două piese: inelul de etanşare propriu-zis şi suportul acestuia. Cutiile de etanşare de la tijă sînt realizate după soluţia constructivă folosită la segmenţi. Supapele de distribuţie şi dispozitivele de reglare funcţionează fără frecare sau au suprafeţele de alunecare realizate din materiale antifricţiune (bronz sinterizat)

Uneori, pentru a bloca ferm tendinţa uleiului de a se infiltra de la mecanismul motor, în lungul tijei, spre cilindru, se prevede o cameră de vacuum pe care tija pistonului o străbate între două etanşări succesive. Camera de vacuum este cuplată cu o pompă de vid.

In fig.11.24 se prezintă schema unui compresor cu segmenţi de etanşare din cărbune. Se disting:

1 - dispozitivul de separare mecanică a uleiului; 2,5 - cutiile de etanşare cu garnituri interioare din grafit moale; 3 - camera de vacuum; 4 - pompa de vid; 6 - segmenţii de etanşare.

Compresoarele cu segmenţi de etanşare din cărbune presat

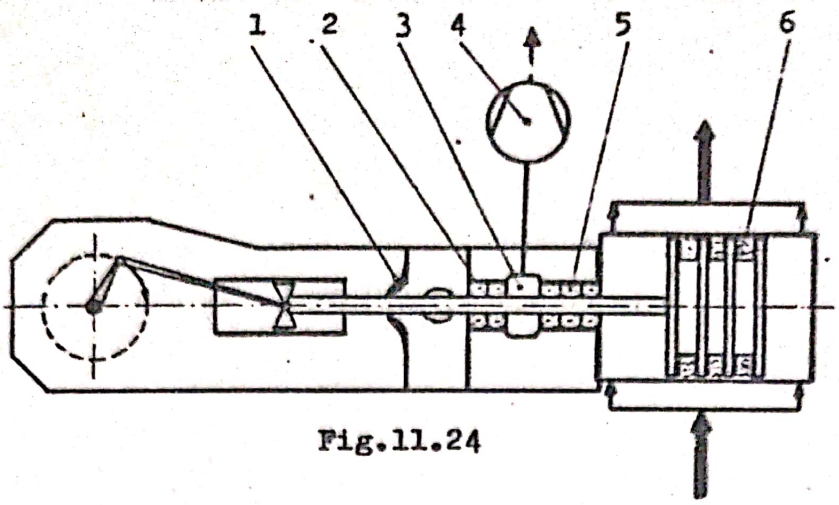


Fig.11.24

se utilizează pentru comprimarea gazelor umede. In cazul gazelor uscate, durata de funcţionare a elementelor de etanşare este mai mică.

Turaţia şi viteza medie a pistonului au valori reduse ($w_{p\ med}$ = 2...3 m/s).

11.5.2. Compresorul cu labirinţi de etanşare

Compresorul cu labirinţi de etanşare se caracterizează prin aceea că etanşarea pistonului în cilindrul de comprimare şi, uneori, etanşarea tijei pistonului se realizează cu ajutorul labirinţilor de etanşare. Cutiile de etanşare a tijei pistonului pot fi realizate şi cu inele de etanşare. Compresorul cu labirinţi de etanşare se utilizează numai pentru comprimarea gazelor uscate.

In afară de avantajele menţionate anterior, compresorul fără ungere cu labirinţi de etanşare mai oferă şi alte avantaje:

- posibilitatea de a funcţiona cu turaţie mai mare; de fapt, aceasta apare chiar ca o necesitate, deoarece, pentru a reduce la minimum pierderile de gaz prin labirinţi, viteza medie a pistonului trebuie să fie ridicată ($w_{p\ med}$ = 4 m/s); ca urmare, cu aceeaşi cilindree se pot realiza debite mai mari;
- simplificarea întreţinerii şi exploatării prin dispariţia segmenţilor.

Compresoarele de acest tip sînt verticale şi au una sau mai multe trepte dispuse pe mai mulţi cilindri.

In fig.11.25 se disting particularităţile constructive ale unei trepte. Astfel, tija pistonului 5 este mai lungă pentru a asigura o distanţă suficient de mare între corpul de comprimare, care funcţionează fără ungere, şi batiul compreso-

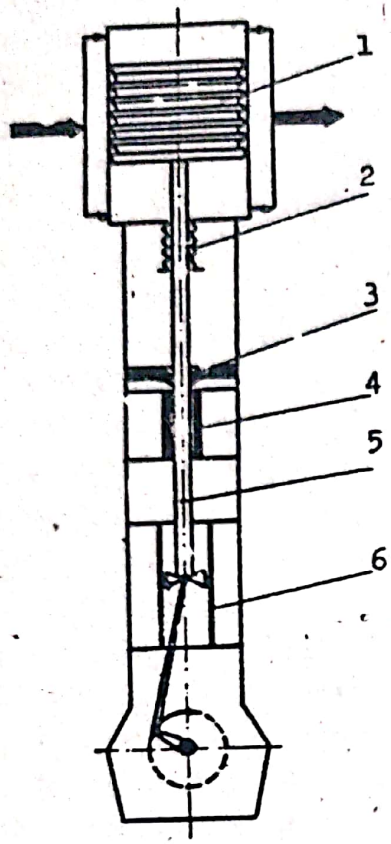


Fig.11.25

rului, în care funcţionează mecanismul motor cu ungere obişnuită. Totodată este posibilă plasarea unui lagăr de ghidare 4 şi a dispozitivului de separare mecanică a uleiului 3. Se observă că pistonul 1 este bine ghidat şi centrat prin tijă, care se reazemă atît pe ghidajele 6 ale capului de cruce, cît şi pe lagărul de ghidare 4. Ca urmare, pistonul nu atinge pereţii cilindrului, iar interstiţiile de la labirinţii de etanşare sînt menţinute la dimensiunile minime. Cutiile de etanşare 2 ale tijei pistonului sînt cu labirinţi de etanşare sau, mai convenabil, cu inele din cărbune grafitat. Lagărul de ghidare 4 este prevăzut, de asemenea, cu garnituri de etanşare. Deci, tija pistonului este etanşată în două zone.

In funcţie de natura gazului şi de destinaţia compresorului, unele construcţii sînt prevăzute cu o cameră de vacuum între două cutii de etanşare ale tijei pistonului. Se previne astfel apariţia oricăror "urme" de ulei în zona corpului de comprimare.

Compresoarele cu labirinţi de etanşare se utilizează în instalaţiile frigorifice (cu amoniac sau cu freoni), pentru temperaturi sub -40°C, şi în industria chimică, pentru comprimarea aerului şi a altor gaze (bioxid de carbon, azot, oxigen), a căror puritate nu trebuie afectate de "urme" de ulei.

11.6. Compresorul cu membrană

Compresorul cu membrană se caracterizează prin aceea că asigură comprimarea gazului într-un spaţiu complet închis, în care nu poate pătrunde deloc uleiul de ungere sau aerul ambiant.

In principiu, acest compresor constă dintr-o pompă de ulei cu piston, care are rolul de a acţiona hidraulic o membrană, şi un spaţiu de comprimare închis, complet separat de

ulei prin intermediul membranei respective, în care se desfăşoară procesul de comprimare a gazului. Rolul de piston pentru spaţiul de comprimare este preluat de membrană. Fazele ciclului de comprimare sînt aceleaşi ca la un compresor cu piston.

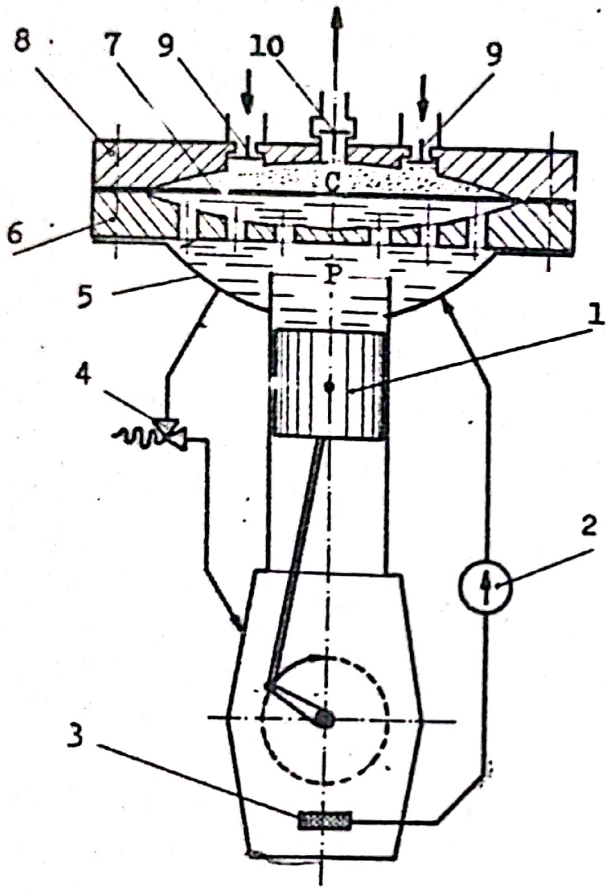


Fig.11.26

In fig.11.26 se prezintă schema unui compresor cu membrană cu o singură treaptă. Se disting: 1 - pistonul pompei de ulei; 2 - pompa auxiliară de compensare, antrenată printr-un excentric plasat pe arborele compresorului; 3 - filtrul pompei de ulei; 4 - supapa de siguranţă; 5- corpul plin cu ulei; 6 - discul inferior prevăzut cu orificii pentru trecerea uleiului; 7 - membrana; 8 - discul superior; 9 - supapele de aspiraţie; 10- supapa de refulare.

Spaţiul de comprimare C este delimitat de suprafeţele interioare, semilenticulare, ale discurilor 6 şi 8. Suprafeţele montate faţă în faţă ale celor două discuri sînt prelucrate diferenţiat: în partea centrală, sub formă de calote sferice, iar la periferie, sub formă de suprafeţe inelare plane. Alveolele centrale servesc pentru crearea spaţiului de comprimare, iar suprafeţele plane periferice permit asamblarea şi etanşarea.

Membrana (placa) metalică 7, ambutisată corespunzător, este deformabilă. Ea se poate deforma pînă la aşezarea pe suprafeţele sferice ale alveolelor din discul inferior şi din discul superior. Deci, membrana 7 poate oscila în spaţiul oferit de spaţiul lenticular delimitat de feţele opuse ale discurilor 6 şi 8.

Discul inferior 6 este prevăzut cu mai multe orificii

care asigură comunicaţia permanentă între spaţiul de sub membrana 7, indiferent în ce poziţie s-ar găsi ea între cele două discuri, şi spaţiul de lucru P, plin cu ulei, al pompei de ulei cu piston. Se observă că spaţiul de lucru P al pompei este delimitat de suprafaţa frontală, mobilă, a pistonului 1, de pereţii cilindrului pompei de ulei, şi de carcasa 5, pînă la discul inferior 6. Deci, orificiile din discul respectiv permit transmiterea presiunii din spaţiul de lucru al pompei pînă la suprafaţa inferioară a membranei.

Discul superior 8 este prevăzut cu două supape de aspiraţie 9 şi cu o supapă de refulare 10.

Gazul sau vaporii care se comprimă evoluează în spaţiul C de deasupra membranei, adică, în spaţiul delimitat de faţa superioară a membranei 7 şi faţa inferioară a discului 8. Volumul oferit gazului depinde de poziţia membranei.

Se menţionează că pachetul format de cele două discuri cu membrana dintre ele este solidarizat prin şuruburile cu care se asamblează pe corpul 5 al pompei de ulei. Deci, membrana este încastrată pe contur între cele două discuri.

In principiu, funcţionarea compresorului cu membrană se bazează pe acţionarea hidraulică a membranei de către pompa de ulei cu piston şi pe rolul de piston pe care îl îndeplineşte membrana care oscilează în spaţiul lenticular dintre discuri.

In cursa descendentă a pistonului 1 în spaţiul P se produce depresiune. Membrana 7 se deformează în jos pînă la aşezarea pe discul inferior. Ca urmare, în prima parte a cursei descendente a membranei se produce mai întîi faza de destindere a gazului rămas în spaţiul mort rămas de la faţa superioară a membranei pînă la discul superior 8 şi în locaşurile supapelor 9 şi 10, pînă la piesele de închidere. Dacă faza de refulare precedentă s-a încheiat prin aplicarea membranei pe discul superior, gazul rămas ocupă numai spaţiul mort din locaşurile supapelor. Cînd, prin destindere, în spaţiul de deasupra membranei se produce depresiunea care asigură deschiderea supapelor de aspiraţie 9, începe aspiraţia gazului în spaţiul respectiv. Aspiraţia se încheie cînd membrana se aşează pe discul inferior şi supapele de aspiraţie se închid. In continuare spaţiul eliberat de pistonul 1 este completat cu ulei furnizat de pompa auxiliară 2.

In cursa ascendentă a pistonului 1 presiunea uleiului din spaţiul P creşte şi deplasează membrana spre discul superior 8.

Mai întîi are loc comprimarea gazului şi apoi, cînd se atinge suprapresiunea necesară faţă de presiunea din racordul de refulare se deschide supapa de refulare lo şi se produce refularea gazului comprimat spre utilizare. In mod normal, cursa ascendentă a membranei şi faza de refulare se încheie prin aplicarea membranei pe discul superior, cînd supapa de refulare se închide. Cursa ascendentă a pistonului 1 se încheie mai tîrziu, iar excesul de ulei vehiculat de piston revine în carterul pompei prin supapa 4.

N.B.: Coeficientul de compresibilitate al uleiului este mult mai mic decît al gazului sau vaporilor.

Diagrama indicată a compresorului cu membrană este similară cu cea a compresorului cu piston.

Răcirea gazului se realizează îndeosebi prin peretele membranei şi în răcitorul final, iar la compresoarele cu mai multe trepte, şi în răcitoarele intermediare.

Răcirea uleiului se realizează prin pereţii exteriori ai spaţiului de lucru P al pompei de ulei, precum şi prin pereţii batiului, în care se găseşte baia de ulei. Unele construcţii sînt prevăzute cu circuit de răcire cu apă sau cu aer în jurul pereţilor pompei de ulei. Uneori, răcitorul intermediar este plasat la partea inferioară a batiului fiind realizat sub forma unei serpentine răcite cu apă.

Compresoarele cu două trepte se realizează prin plasarea corpurilor de comprimare în prelungirea cilindrului pompei de ulei sau prin dispunerea lor în V.

Compresoarele cu membrană realizează presiuni mari. Astfel, compresorul cu o treaptă asigură o suprapresiune la refulare de pînă la 15 bar. La comprimarea în două sau trei trepte se ating suprapresiuni de 1.000 bar.

Debitul compresorului cu membrană este redus (mult sub 0,5 m^3/min), deoarece cilindreea şi turaţia au valori mici. Cilindreea corespunde spaţiului lenticular dintre discuri, al cărui volum depinde de diametrul de încastrare a membranei şi de săgeata maximă admisibilă la deformarea acesteia. In general, coeficientul de debit λ este apropiat de unitate, depăşind 0,95, şi creşte la cilindrei mai mari. Turaţia acestor compresoare este redusă (200...250 rot/min), fiind limitată de frecvenţa proprie a membranei.

12. R A C I R E A

12.1. Necesitatea răcirii

Răcirea gazului se realizează atît în cilindru, în timpul procesului de comprimare, cît şi în afara acestuia, în răcitoarele intermediare şi finale. Ea este necesară din următoarele motive:

- micşorarea consumului de energie pentru comprimare prin răcirea gazului în cilindru şi în răcitorul intermediar (deplasarea procesului de comprimare spre un proces izotermic);
- prevenirea depăşirii temperaturii de autoaprindere a uleiului în cilindru sau în recipientele sub presiune în cazul compresoarelor de aer (siguranţa instalaţiei);
- asigurarea temperaturii impuse gazului la utilizare (exceptînd cazurile cînd entalpia gazului refulat prezintă importanţă energetică, de exemplu, la utilizarea aerului cald pentru acţionări pneumatice).

12.2. Schimbul de căldură şi agentul de răcire

Readucerea gazului comprimat la temperatura iniţială implică preluarea de către agentul de răcire a unui debit de căldură echivalent cu puterea indicată consumată în procesul de comprimare:

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{Q} = P_i \qquad [W] \qquad (12.1)$$

Agenţii de răcire uzuali sînt apa şi aerul, iar în cazul compresoarelor de vapori (îndeosebi, în tehnica frigului) se utilizează ca agenţi de răcire chiar agenţii frigorifici.

Răcirea cu aer asigură o construcţie mai simplă a compresorului. Suprafeţele de schimb de căldură ale cilindrilor şi chiulasei sînt profilate în mod corespunzător (prevăzute cu aripioare în exterior). Circulaţia aerului este asigurată prin convecţia naturală sau forţată, imprimată de un ventilator (suflantă). In cazul convecţiei forţate cilindrii şi chiulasele prevăzute cu aripioare sînt întubate (în canale special organizate), astfel încît să se asigure circulaţia dorită a aerului de răcire. Răcirea cu aer are o eficienţă mai redusă şi, de aceea, se utilizează numai la compresoare mici. Astfel, pentru compresoarele de gaze, cilindreea unitară maximă pînă la care se poate folosi răcirea cu aer este de 5 dm^3. Se menţionează că, în cazul compresoarelor mici, prin răcirea gazului

în timpul procesului de comprimare pot rezulta faze de comprimare cu exponenţi politropici mai mici decît cei adiabatici, deci, avantajoase sub aspect energetic.

Răcirea cu apă este mai eficace, deoarece coeficienţii de trecere a căldurii sînt mai ridicaţi, iar circuitul de răcire poate pătrunde pînă în apropierea supapelor, îndeosebi în cazul supapelor de refulare. Circulaţia apei este naturală (termosifon) sau f rţată, asigurată de o pompă.

Circuitul apei poate fi deschis sau închis.

Compresoarele de vapori sînt răcite cu agenţi frigorifici. Răcirea poate fi foarte intensă, deoarece, agentul frigorific în fază lichidă, aflat la presiunea de saturaţie corespunzătoare temperaturii fluidului comprimat, este pus în contact termic cu acesta. Datorită căldurii primite de la fluidul comprimat agentul frigorific fierbe şi preia o cantitate importantă de căldură (căldura de vaporizare).

12.3. Procesul de răcire

Răcirea gazului comprimat decurge astfel: în procesul de comprimare din treapta de comprimare, prin pereţii cilindrului şi ai chiulasei, după fiecare treaptă de comprimare, în răcitoarele intermediare şi, după ultima treaptă, în răcitorul final. Răcitoarele intermediare şi răcitorul final prezintă construcţii şi funcţionare asemănătoare.

Deci,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r \qquad (12.2)$$

unde:

Q_c este debitul de căldură schimbat cu agentul de răcire în timpul procesului din treapta de comprimare;

Q_r - debitul de căldură schimbat cu agentul de răcire după treapta de comprimare (în răcitorul intermediar sau final).

12.3.1. Răcirea prin corpul şi capacul cilindrului de comprimare

Căldura schimbată în treapta de comprimare se poate evalua cu relaţia:

$$\dot{Q}_c = \frac{1}{n_{c\ med}} \cdot \frac{k - n_{c\ med}}{k-1} \cdot P_i \qquad (12.3)$$

unde $n_{c\ med}$ este exponentul politropic mediu al fazei de comprimare, iar P_i - puterea indicată consumată în treaptă.

Experimental se constată că

$$\dot{Q}_c = (0{,}05...0{,}25)\ P_{ad}, \qquad (12.4)$$

P_{ad} fiind puterea consumată în procesul considerat adiabatic între limitele respective de presiune. Valorile spre limita inferioară sînt valabile pentru compresoare de debit mic bine răcite sau pentru presiuni la refulare mai mici de 10 bar.

Valoarea $\dot{Q}_c$ se verifică pe diagrama T-s (fig.12.1). In acest scop se utilizează relaţia:

$$\dot{Q}_c = Q_{m_r} \cdot q_c \qquad \left[\frac{J}{s}\right] \qquad (12.4)$$

unde q_c, în J/kg, reprezintă căldura schimbată în procesul din treaptă de o cantitate de gaz egală cu 1 kg.

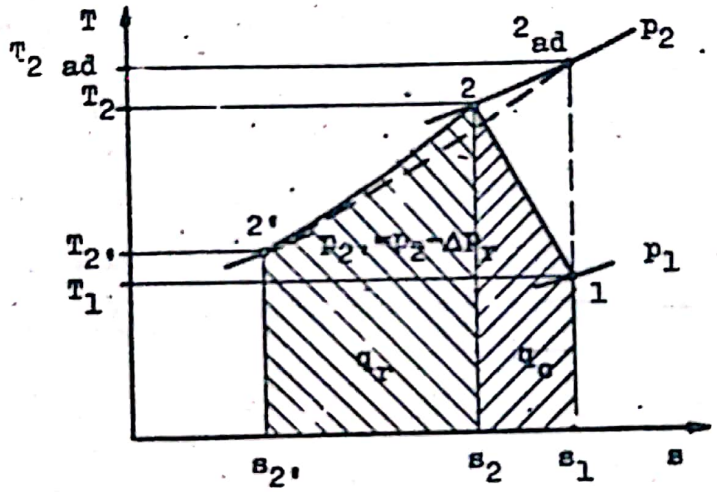


Fig.12.1.

Se menţionează că în mod obişnuit răcirea cilindrului de comprimare prezintă o importanţă relativ redusă pentru calitatea procesului de comprimare şi pentru temperatura gazului la sfîrşitul comprimării. In schimb, răcirea cilindrului de comprimare este necesară în mod deosebit pentru protejarea materialului şi a uleiului de ungere.

Răcirea compresoarelor de debit mare, la care aria suprafeţei relative de schimb de căldură în raport cu volumul oferit gazului este relativ mică, nu se resimte printr-o ameliorare sensibilă a procesului, astfel că faza de comprimare decurge cvasiadiabatic. Debitul de căldură prelevat din treaptă se evaluează pe baza puterii consumate prin frecarea dintre piston şi cilindru. Evaluări experimentale pentru compresoare de debit mare conduc la:

$$\dot{Q}_c = o,1\ P_i \qquad [W] \qquad (12.5)$$

Schimbul de căldură în proces este mai slab la turaţii mari.

12.3.2. Răcirea prin răcitorul intermediar şi final

Debitul de căldură $\dot{Q}_r$ ce se transmite agentului de răcire în răcitorul intermediar (final) rezultă din diferenţa

$$\dot{Q}_r = \dot{Q} - \dot{Q}_o$$

sau se stabileşte pe baza diagramei T-s cu relaţia:

$$\dot{Q}_r = Q_{m_r} \cdot q_r \qquad [W] \qquad (12.6)$$

Aici, $q_r = c_{p\ med} \cdot (T_2 - T_{2'}), \qquad \left[\frac{J}{kg}\right]$ (12.7)

$c_{p\ med}$ fiind căldura specifică la presiune constantă, considerată medie, între limitele de temperatură $T_{2'},\ldots,T_2$, iar $T_{2'}$ - temperatura gazului la ieşirea din răcitor.

In cazul compresoarelor de debit mic bine răcite ($n_o < k$) se apreciază că

$$\dot{Q}_r = o,95\ P_i \qquad [W] \qquad (12.8)$$

In cazul compresoarelor mari, la care faza de comprimare se consideră că decurge cvasiadiabatic (1-2 ad pe fig.12.1) rezultă

$$\dot{Q}_r = P_{ad} \qquad [W] \qquad (12.9)$$

sau $\dot{Q}_r = Q_{mr} \cdot \overline{c_{p\ med}} \cdot (T_{2\ ad} - T_{2'})$ (12.1o)

Aici, $c_{p\ med}$ se consideră între limitele de temperatură $T_{2'},\ldots,T_{2\ ad}$.

Construcţia răcitoarelor intermediare şi finale trebuie să satisfacă următoarele cerinţe: simplitate, gabarit redus, posibilităţi de drenare continuă a condensatului şi întreţinere uşoară (curăţirea suprafeţelor de schimb de căldură).

12.4. Răcirea cu apă

12.4.1. Schema instalaţiei

In pereţii cilindrului şi chiulasei sînt practicate spaţiile necesare pentru asigurarea suprafeţelor de răcire şi pentru circulaţia apei.

Schema instalaţiei de răcire cu apă cu circulaţie forţată în circuit închis pentru un compresor cu două trepte este prezentată în fig.12.2. Se disting: 1 - treapta întîia de com-

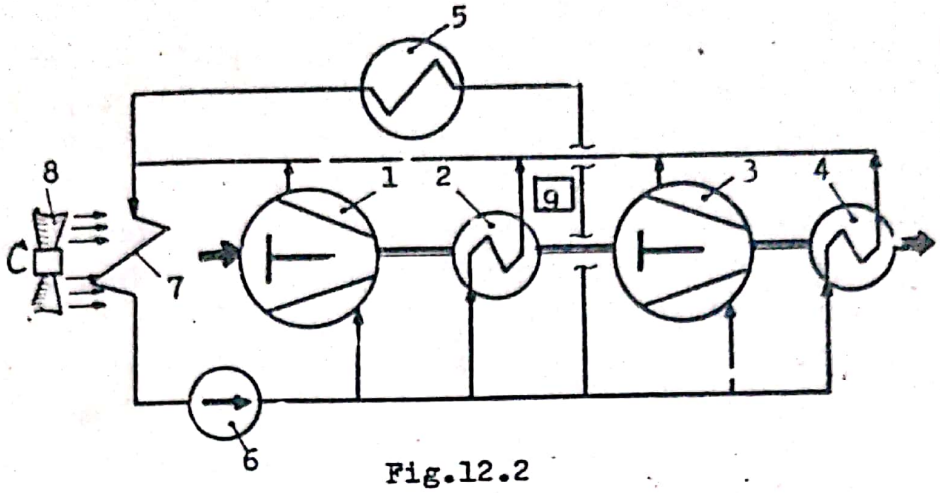


Fig.12.2

primare; 2 - răcitorul intermediar; 3 - treapta a doua de comprimare; 4 - răcitorul final; 5 - răcitorul de ulei; 6 - pompa de apă; 7 - radiatorul de apă; 8 - ventilatorul de aer; 9- termometrul. Apa din instalaţie este dedurizată. Sensul circulaţiei forţate a apei se suprapune peste sensul circulaţiei naturale. Astfel, în cazul unui compresor cu cilindrii verticali sau în V, apa străbate mai întîi spaţiile de răcire din corpul cilindrului şi apoi cele din chiulasă.

In cazul răcirii cu apă în circuit deschis apa spală suprafeţele de răcire datorită presiunii reţelei de alimentare cu apă. Pentru a preveni pornirea sau funcţionarea compresorului fără apă de răcire, pe circuitul de intrare a apei se prevede un releu de presiune care împiedică pornirea sau funcţionarea motorului electric cînd presiunea apei este insuficientă. De asemenea, pentru a se evita depunerile de piatră, temperatura apei de răcire nu trebuie să crească cu mai mult de 10...20°C, astfel ca temperatura ei la ieşire să nu depăşească 40°C.

Temperatura din sala compresoarelor trebuie să fie mai mare de 2°C pentru a preveni îngheţarea apei din instalaţia de răcire.

12.4.2. Constructia răcitoarelor

Se utilizează următoarele categorii de schimbătoare de căldură:

a. Schimbătoare multitubulare cu circulaţia fluidelor încrucişată, cu mai multe căi pentru gaz, pentru presiuni pînă la 20...25 bara (din cauza diametrului mare al mantalei), dispuse orizontal, pentru debite mici şi mijlocii, sau vertical, pentru debite mari. Apa de răcire circulă prin ţevile interi-

oare.

b. Schimbătoare cu ţevi prevăzute cu nervuri transversale, aripioare sau lamele, pentru debite mici şi mijlocii şi cu circulaţia fluidelor transversală. Au gabarit redus şi se utilizează pentru gaze curate pînă la presiuni de 2o...25 bara.

c. Schimbătoare multitubulare, cu circulaţia gazelor prin interiorul ţevilor. Se utilizează pentru gaze cu impurităţi, deoarece ţevile pot fi curăţite uşor.

d. Schimbătoare tubulare (ţeavă în ţeavă), îndeosebi în contracurent, utilizabile pentru debite şi presiuni mari.

e. Schimbătoare cu serpentine imersate în rezervorul cu apă de răcire în curgere continuă. Se utilizează la presiuni mari (gazul curge prin ţevi). Răcitoarele intermediare şi răcitorul final se pot plasa în acelaşi rezervor cu apă de răcire.

Un răcitor constă dintr-o carcasă în care sînt plasate elementele de răcire. Datorită încălzirii lor diferite, elementele respective se dilată diferenţiat.

In cazul răcitoarelor verticale, pentru a respecta sensul circulaţiei naturale, apa de răcire intră pe la partea inferioară şi iese pe la partea superioară. Circulaţia fluidelor în contracurent se asigură prin intrarea gazului pe la partea superioară şi ieşirea lui pe la baza răcitorului.

In cazul răcitoarelor orizontale, pentru racordurile de gaz şi de apă de răcire se respectă aceleaşi reguli de montaj.

In fig.12.3 se prezintă un răcitor cu fascicul de ţevi (tubular) adecvat pentru fluide (apă sau gaz) cu impurităţi, deoarece ţevile 1 se pot curăţa uşor. Plăcile transversale 2 formează şicane care măresc viteza fluidului pentru a îmbunătăţi coeficienţii de trecere a căldurii.

Răcitorul cu lamele (fig.12.4) are ţevile 1 prevăzute cu aripioare care asigură o suprafaţă exterioară mărită pentru schimbul de căldură. Apa curge prin ţevi, iar gazul spală ţevile în exterior, ca la schimbătoarele cu curent încrucişat. Gazul intră în carcasa 2 pe la partea superioară şi iese pe la bază. Pentru a putea fi curăţate uşor, fasciculele de ţevi 1 sînt grupate la elementele 3, care uşurează demontarea şi montarea.

La presiuni peste 3o bar gazul trebuie să curgă prin ţevi, deoarece, în caz contrar, mantaua răcitorului ar fi prea

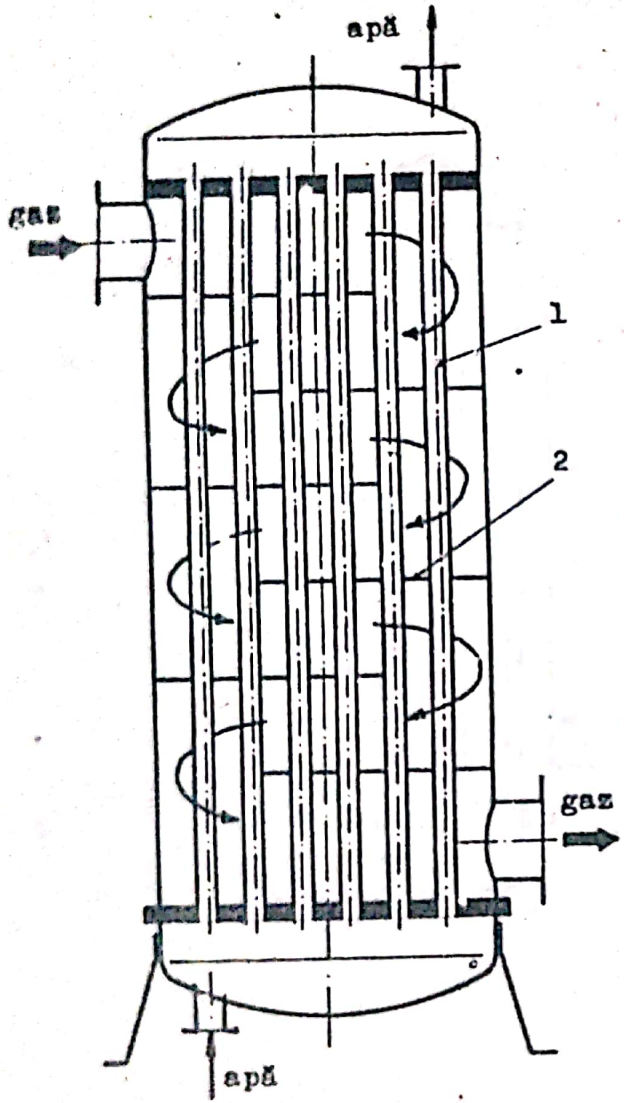


Fig.12.3

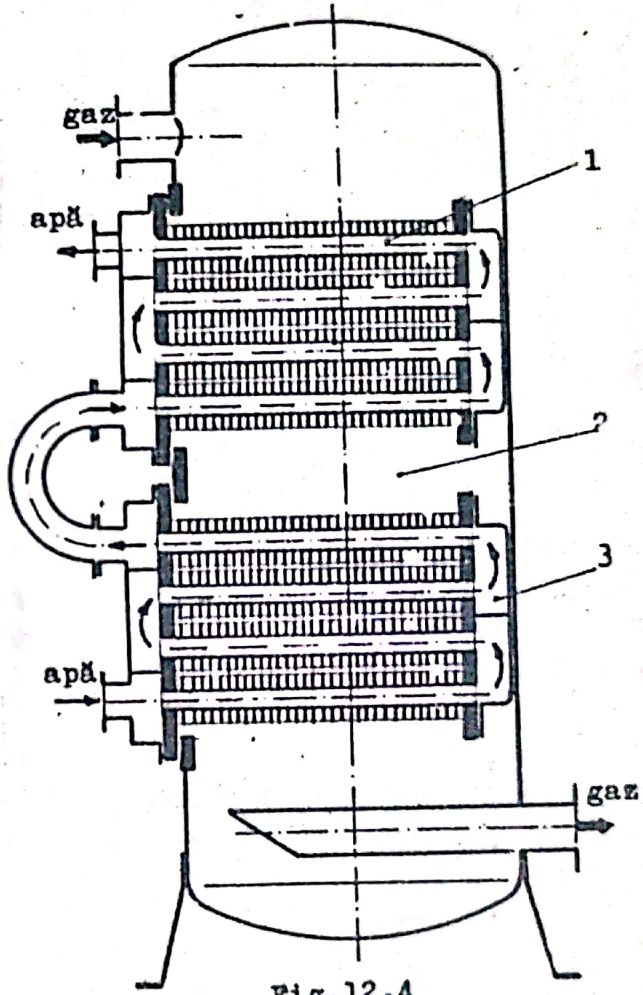


Fig.12.4

Scanned with OKEN Scanner

groasă pentru a mai fi economic sau ugor de transportat. Astfel, în cazul răcitorului cu serpentină (fig.12.5), gazul curge printr-o țeavă 1 în spirală, plasată în rezervorul 2 de forma unui cilindru tubular, prin care curge apa de răcire.

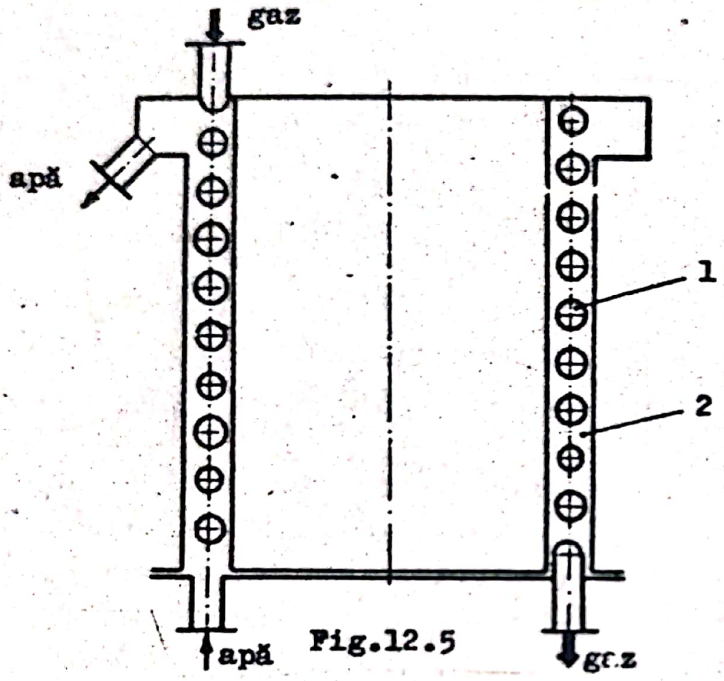


Fig.12.5

Răcitorul cu țevi duble sau țeavă în țeavă (fig.12.6) are elementele de răcire formate din țevi concentrice înseriate. Gazul curge prin țevile interioare 1, spălate pe suprafața exterioară de apa de răcire care circulă în contracurent prin țevile exterioare 2.

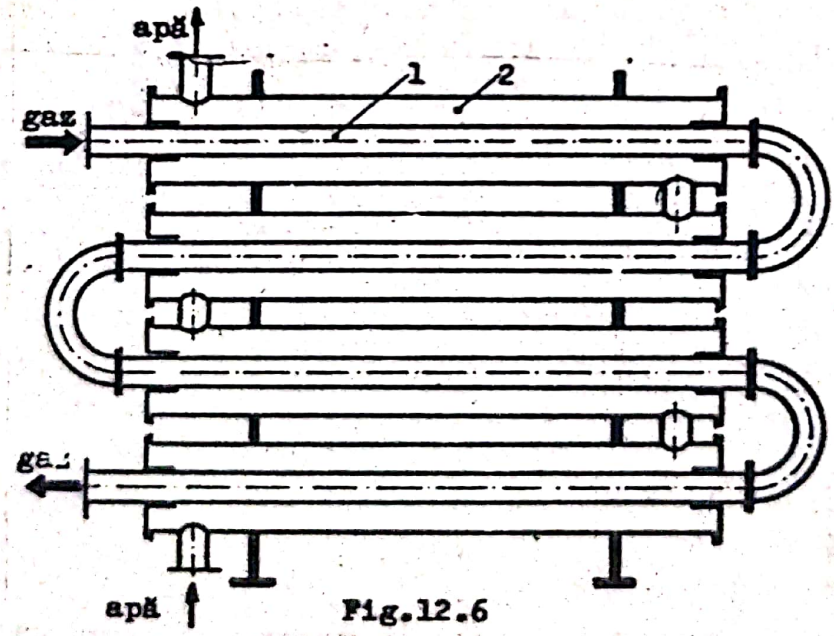


Fig.12.6

12.5. Răcirea cu aer

12.5.1. Schema instalaţiei

Pe suprafeţele exterioare ale cilindrului şi chiulasei sînt prevăzute aripioare, care asigură suprafeţe relativ mari pentru schimbul de căldură.

Aerul ambiant asigură răcirea fie prin convecţie naturală, fie prin convecţie forţată.

In general, se utilizează convecţia forţată, circulaţia aerului de răcire fiind asigurată de un ventilator sau de o suflantă. In cazul compresoarelor mici, care sînt antrenate de motorul electric prin intermediul unei curele trapezoidale, paletele ventilatorului de răcire se profilează pe spiţele roţii de curea de pe arborele compresorului.

In fig.12.7 se prezintă un compresor cu două trepte, cu cilindrii dispuşi în V, răcit cu aer. Se disting: 1 - cilindrul treptei de joasă presiune; 2 - cilindrul treptei de înaltă presiune; 3,4 - chiulasele celor doi cilindri; 5 - ţevile răcitorului intermediar; 6 - ventilatorul (suflanta) de aer; 7- carcasa (capota) care pilotează circulaţia aerului peste suprafeţele de răcire. O pîlnie de tablă (nefiguratâ) preia de la ventilator o venă de aer pe care o distribuie peste ţevile răcitorului intermediar.

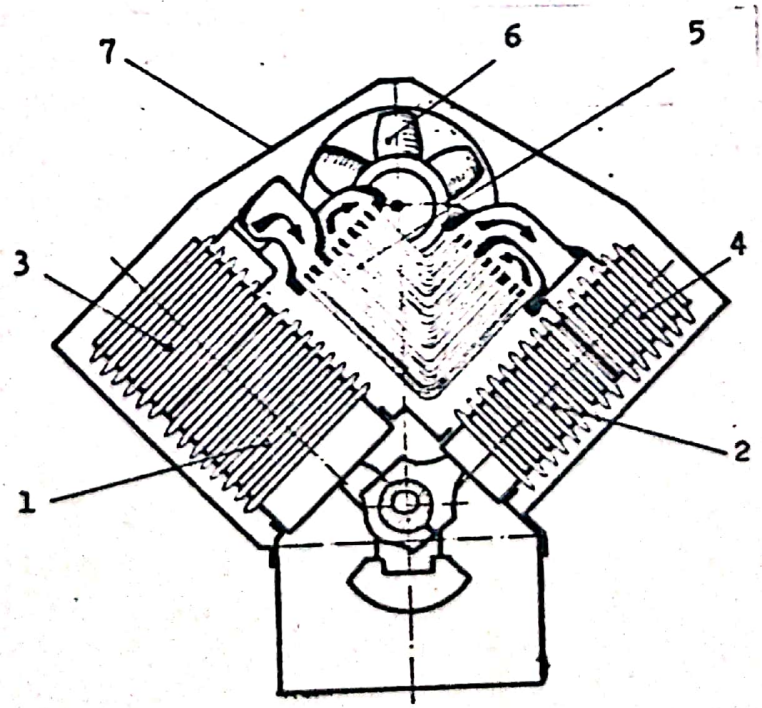


Fig.12.7

Obs.: Ventilatorul 6 antrenează aerul pe direcţie perpendiculară pe planul hîrtiei, spre observator.

Uneori, ventilatorul (suflanta) aspiră aerul peste ţevile răcitorului intermediar şi îl refulează peste aripioarele de la cilindri şi chiulase.

In comparaţie cu răcirea cu apă, răcirea cu aer recurge la un agent disponibil pretutindeni şi nu necesita precauţiuni pentru prevenirea îngheţului. Dar, deoarece coeficienţii de trecere a căldurii de la suprafeţele de răcire la aerul de răcire sînt mici, răcirea cu aer este indicată numai pentru compresoare mici, cu cilindreea unitară pînă la 4 dm^3, la care, raportul dintre aria suprafeţei laterale a cilindrului şi volumul cilindreei este relativ mare.

12.5.2. Aspecte constructive

Cilindrul şi chiulasa au aripioare cu înălţimea pînă la 3o mm, distanţate cu 12...2o mm. Aripioarele respective se realizează uşor prin turnare şi măresc suprafaţa exterioară de schimb de căldură de 2...5 ori.

Pentru capacităţi de răcire reduse, răcitorul intermediar sau final se realizează sub forma unei ţevi în spirală, fără aripioare, prin care trece gazul comprimat. Teava respectivă este spălată de aerul de răcire antrenat de ventilator.

Pentru capacităţi de răcire mari se utilizează răcitorul monobloc, care constă din fascicule de mai multe ţevi netede distanţate între ele, prin care gazul comprimat efectuează mai multe treceri prin curentul de aer de răcire. Mărirea suplimentară a suprafeţelor de schimb de căldură se realizează prin dispunerea transversal pe ţevi a unor plăci de tablă ondulată, care preiau rolul aripioarelor. In afară de răcitorul intermediar care apare în fig.12.7, se mai prezintă un exemplu de radiator monobloc în fig.12.8. Se disting: 1 - carcasa ; 2-3 - camerele colectoare; 4 - ţevile netede(nereprezentate în totalitate); 5 - plăcile cu aripioare sau ondulate; 6 - racordul de intrare a gazului; 7 - racordul de ieşire a gazului; 8 - racordurile pentru curăţirea ţevilor; 9 - racordurile pentru eliminarea condensului; 1o - capota ventilatorului; 11 - plăcile de susţinere; 12 - suporţii de fixare a răcitorului pe compresor; 13...17 - compartimentele camerelor colectoare 2 şi 3.

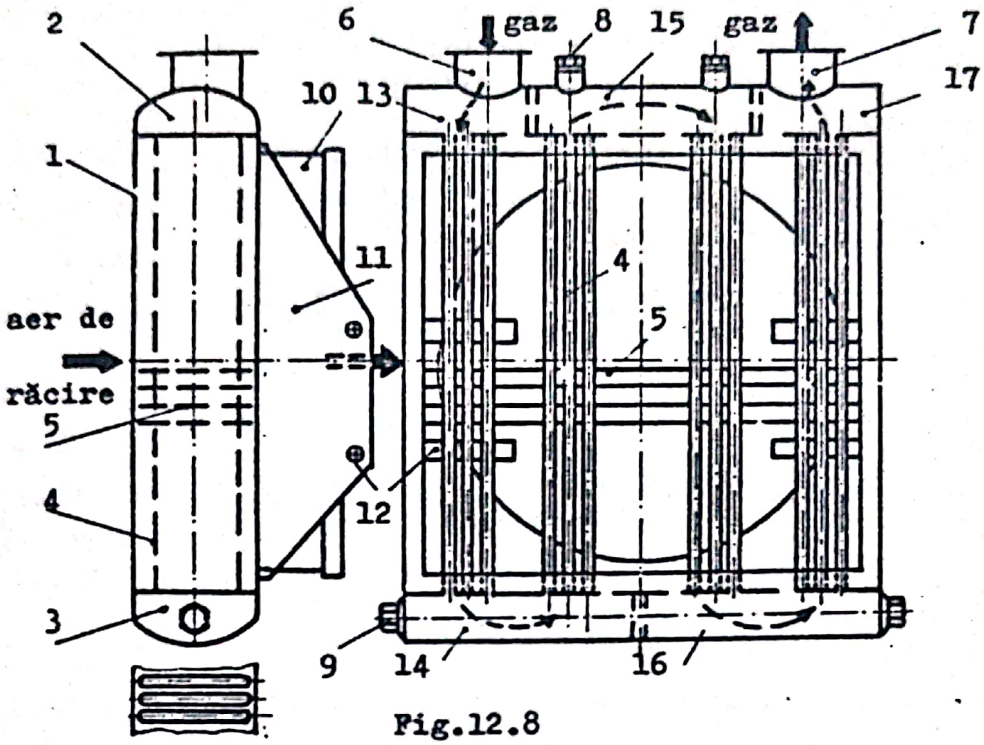


Fig.12.8

Răcitorul funcţionează în curent încrucişat. Aerul de răcire curge prin suprafaţa liberă din stînga peste ţevile 4 şi, în continuare, prin capota lo, spre ventilator. Gazul comprimat pătrunde prin racordul 6 în compartimentul 13; de aici, printr-un fascicul de ţevi netede 4, trece în compartimentul 14; apoi, prin alt fascicul de ţevi trece în alt compartiment, 15 ş.a.m.d., străbătînd pe rînd fasiculele de ţevi racordate la camerele 16 şi 17, ajunge la racordul de ieşire 7.

De exemplu, printr-un asemenea răcitor trece un debit de 1,2 m^3/min de aer comprimat la presiunea de 11 bars. Căderea de presiune este de 3 mbar, iar temperatura scade cu 63°C. Debitul de aer de răcire este de 2o,4 m^3/min. Creşterea de temperatură a aerului de răcire este de 8°C.

12.6. Calculul suprafeţelor de schimb de căldură

12.6.1. Suprafeţele de răcire a cilindrului şi a chiulasei

In cazul răcirii cu apă suprafeţele de schimb de căldură în spaţiile de circulaţie a apei de răcire prin pereţii cilindrului şi ai chiulasei rezultă constructiv suficient de mari .

In cazul răcirii cu aer aria totală a aripioarelor prevăzute la cilindru şi la chiulasă se dimensionează pe baza debitului de căldură $\dot{Q}_o$ şi a coeficientului global de schimb de

căldură K_c:

$$A_c = \frac{\dot{Q}_c}{K_c \cdot \Delta t_{c\ med}} \qquad (12.11)$$

Aici, $\Delta t_{c\ med}$ reprezintă diferenţa medie de temperatură dintre temperatura gazului din cilindru şi temperatura aerului de răcire.

12.6.2. Suprafaţa de schimb de căldură a răcitorului intermediar sau final

Suprafaţa de schimb de căldură, A_r, a unui răcitor se determină pe baza debitului de căldură $\dot{Q}_r$ şi a coeficientului global de schimb de căldură K_r, luînd în consideraţie diferenţa medie logaritmică, $\Delta t_{r\ med}$, dintre fluidele între care se efectuează schimbul de căldură.

In cazul peretelui plan rezultă:

$$A_r = \frac{\dot{Q}_r}{K_r \cdot \Delta t_{r\ med}} \qquad (12.12)$$

In cazul peretelui cilindric lungimea acestuia va fi:

$$L = \frac{\dot{Q}_r}{\pi \cdot K_r \cdot \Delta t_{r\ med}} \qquad (12.13)$$

12.6.3. Calculul coeficienţilor globali de schimb de căldură

Ipoteză: schimbul de căldură prin radiaţie este redus şi se neglijează.

Coeficientul global de schimb de căldură pentru perete plan este

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] \qquad (12.14)$$

unde:

α_1, α_2 sînt coeficienţii de convecţie la suprafeţele de separaţie gaz comprimat - perete şi respectiv, perete-agent de răcire;

λ - coeficientul de conductibilitate termică a materialului unui strat al peretelui cu grosimea δ.

Coeficientul global de schimb de căldură pentru perete cilindric format din n straturi:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \sum_1^n \frac{1}{2\lambda_j} \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} + \frac{1}{\alpha_e \cdot d_e}} \left[\frac{W}{m.K}\right] \quad (12.15)$$

In relaţia precedentă indicii i şi e se referă la interiorul şi respectiv , la exteriorul ţevii.

Coeficienţii de convecţie α_1, α_2 sau α_i şi α_e se determină pe baza relaţiilor criteriale aplicate la condiţiile schimbului de căldură (gaz-apă sau gaz-aer, fără schimbarea stării de agregare şi gaz-lichid, cu vaporizare, în cazul agenţilor frigorifici).

Coeficienţii de convecţie pentru ţevile unui răcitor se mai pot calcula şi cu relaţiile lui Schack:

- pentru apă,

$$\alpha_{apă} = 3333(1+ 0{,}14\ t).\ w_{apă}^{0,85} \quad \left[\frac{W}{m^2.K}\right] \quad (12.16)$$

- pentru aer,

$$\alpha_{aer} = 3{,}5\ \frac{w_{aer}^{0,8}}{\sqrt[4]{d}} \quad \left[\frac{W}{m^2.K}\right] \quad (12.17)$$

în care:

t este temperatura ţevii, în °C;

$w_{apă}, w_{aer}$ - viteza apei sau aerului, în m/s, la starea fizică normală (p_o = 1,0133 bar, t_o = 0°C);

d - diametrul conductei, în m.

Pentru gazele obişnuite sau pentru amestecuri de gaze se aplică legea lui Merkel, conform căreia, rapoartele dintre coeficienţii de convecţie ai gazelor respective şi coeficientul de convecţie al aerului se menţin constante, avînd valorile următoare pentru:

CO	0,99
O_2, N_2, SO_2	1,00
Gaze de ardere	1,02
CO_2	1,12
H_2O (vapori)	1,20
NH_3	1,25
H_2	1,50

Oscilaţiile presiunii din răcitor şi ancrasarea acestuia pot diminua coeficienţii de trecere a căldurii cu pînă la

loo %. Oscilaţiile de presiune din răcitorul intermediar depind de volumul lui interior şi de treptele între care este cuplat. Influenţa cea mai mare o exercită însă depunerile de ulei din gaz şi de piatră din apa de răcire.

In cazul răcirii cu aer coeficienţii globali de trecere a căldurii sînt mult mai mici ($K = 5o...92\ W/m^2.K$) decît în cazul răcirii cu apă şi, de aceea, suprafeţele de răcire trebuie să fie mult mai mari.

12.6.4. Diferenţa medie logaritmică de temperatură pentru răcitor

Diferenţa medie logaritmică de temperatură, $\Delta t_{r\ med}$, dintre gazul comprimat şi agentul de răcire depinde de organizarea curgerii fluidelor şi de diferenţele dintre temperaturile lor la intrare şi la ieşire din răcitor. Astfel,

$$\Delta t_{r\ med} = \frac{\Delta_1 t - \Delta_2 t}{\ln \frac{\Delta_1 t}{\Delta_2 t}} \qquad (12.18)$$

unde, pentru curgere în contracurent,

$$\Delta_1 t = t_{g_e} - t_{r_i} \quad \text{şi}$$
$$\Delta_2 t = t_{g_i} - t_{r_e} ,$$

iar pentru curgere în echicurent,

$$\Delta_1 t = t_{g_e} - t_{r_e} \quad \text{şi}$$
$$\Delta_2 t = t_{g_i} - t_{r_i}$$

In relaţiile precedente indicii g şi r se referă la gaz şi la agentul de răcire, iar subindicii i şi e se referă la intrarea şi la ieşirea fluidelor din răcitor.

Se poate aproxima:

$$\Delta t_{r\ med} \approx \sqrt{\Delta_1 t \cdot \Delta_2 t} \qquad (12.19)$$

In cazul răcitorului cu curgere încrucişată (transversală) a fluidelor se consideră

$$\Delta t_{r\ med} = \frac{\delta_2 t_{med} - \delta_1 t_{med}}{\ln \frac{t - \delta_1 t_{med}}{t - \delta_2 t_{med}}} \qquad (12.2o)$$

Aici,

$t = t_{gi}$,

$\delta_1 t_{med} = t_{gi} - t_{ge\ med}$,

$\delta_2 t_{med} = t_{r_i} - t_{r_e\ med}$

12.6.5. Debitul de agent de răcire

Debitul masic de agent de răcire prin spaţiile de răcire ale cilindrului şi ale chiulasei este

$$Q'_{m_r} = \frac{\dot{Q}_c}{c'_{p_r} \cdot \Delta t'_r} \qquad (12.21)$$

unde: c'_{p_r} este căldura specifică la presiune constantă a agentului de răcire, considerată ca valoare medie în intervalul de temperatură în care evoluează acesta prin spaţiile respective;

Δt_r - creşterea temperaturii agentului de răcire de la intrarea în spaţiul de răcire pînă la ieşirea din el.

Debitul masic de agent de răcire prin răcitorul intermediar sau final este

$$Q''_{m_r} = \frac{\dot{Q}_r}{c''_{p_r} \cdot \Delta t''_r} \qquad (12.22)$$

unde:

c''_{p_r} este căldura specifică la presiune constantă a agentului de răcire, considerată ca valoarea medie în intervalul de temperatură în care evoluează acesta prin răcitor;

$\Delta t''_r$ - creşterea temperaturii agentului de răcire la trecerea prin răcitorul respectiv.

Debitul masic de agent de răcire prin răcitor poate fi determinat şi cu relaţia:

$$Q_{m_r} = Q_{m_g} \frac{c_{p_g} \cdot (t_{g_i} - t_{g_e})}{c''_{p_r} (t_{r_e} - t_{r_i})} \qquad (12.23)$$

Aici, Q_{m_g} este debitul masic de gaz comprimat prin răcitor, iar c_{p_g} căldura specifică la presiune constantă a gazului, considerată medie în limitele de temperatură $t_{g_i} \ldots t_{g_e}$.

In mod obişnuit, încălzirea apei la trecerea prin spaţiile de răcire se menţine între $5^o \ldots 10^o C$, iar a aerului de

răcire, între 8...2o°C. Pentru economia apei de răcire este permisă răcirea în serie, în primul rînd a răcitorului intermediar şi, după aceea, a mantalei şi a capacului compresorului, cu condiţia ca la ieşire, temperatura apei să nu depăşească 4o°C.

Debitul masic total de agent de răcire este

$$Q_{m_r} = Q'_{m_r} + Q''_{m_r}, \qquad (12.24)$$

iar debitul volumic va fi

$$Q_{v_r} = \frac{Q_{m_r}}{\rho_r} \qquad (12.25)$$

unde ρ_r este densitatea agentului de răcire la parametrii de stare la care evoluează prin spaţiile de răcire.

Debitul volumic total de aer de răcire mai poate fi determinat în funcţie de debitul total de căldură ce trebuie prelevat (egal cu P_i):

$$Q_{v_r} = \frac{P_i}{\rho_r \cdot c_{p_r} \cdot \Delta t_r} \qquad (12.26)$$

unde: ρ_r este densitatea medie a aerului;

c_{p_r} - căldura specifică medie la presiune constantă a aerului;

Δt_r - creşterea de temperatură medie a aerului.

Obs.: Valorile medii pentru ρ_r şi c_{p_r} se stabilesc pentru limitele de temperatură între care evoluează aerul prin spaţiile de răcire.

12.6.6. Ventilatorul de aer

Puterea ventilatorului care vehiculează aerul necesar pentru răcire se stabileşte cu relaţia:

$$P_v = \frac{Q_{v_r} \cdot \Delta p_v}{\eta_v} = \frac{\eta_m \cdot P_a \cdot \Delta p_v}{\eta_v \rho_r \cdot c_{p_r} \cdot \Delta t_r} \qquad (12.27)$$

în care:

Δp_v - este creşterea de presiune imprimată de ventilator aerului de răcire (cca 2...3 mbar);

η_v - randamentul ventilatorului.

Puterea ventilatorului reprezintă o fracţiune redusă (2....3%) din puterea consumată de compresor. Deci, randamentul său are o importanţă mai redusă. Ca urmare, se utilizează

un ventilator axial sau radial obişnuit şi, uneori, rolul de ventilator este îndeplinit de spiţele volantului, care sînt profilate sub formă de palete axiale. Aerul este condus prin spaţiile dintre aripioarele de răcire ale cilindrilor şi chiulasei, precum şi printre ţevile răcitorului intermediar (final). In acest scop, compresorul este prevăzut cu o capotă de tablă, iar curentul de aer spre răcitor este proiectat printr-o pîlnie.

13. U N G E R E A

13.1. Rol. Particularităţi

Ungerea compresoarelor cu piston vizează următoarele obiective:

- reducerea uzurii pieselor în frecare;
- mărirea duratei de funcţionare şi a fiabilităţii compresorului;
- micşorarea consumului propriu de energie şi sporirea randamentului mecanic al compresorului;
- îmbunătăţirea etanşeităţii la segmenţi şi la cutiile de etanşare;
- răcirea pieselor în frecare.

Uleiurile de ungere trebuie să aibă următoarele calităţi principale:

- capacitate de a forma o peliculă lubrifiantă stabilă pe suprafeţele de frecare;
- inerţie chimică faţă de materialele pieselor, precum şi faţă de gazele cu care vin în contact.

Condiţiile în care lucrează uleiul de ungere în cadrul compresorului depind de:

- condiţiile de funcţionare a suprafeţelor de frecare;
- natura gazului comprimat;
- nivelul de presiuni la care lucrează compresorul;
- agentul de răcire a compresorului şi temperatura gazului comprimat (regimul termic al compresorului);
- condiţiile de exploatare a compresorului (anotimp, incintă).

Condiţiile în care lucrează uleiul în cadrul aceluiaşi agregat sînt deosebite. Astfel, uleiul din spaţiul mecanismului motor ajunge în contact cu aerul aflat la presiunea atmosferică şi la o temperatură moderată. In schimb, uleiul din ci-

lindru ajunge în contact cu gazul comprimat, care are o temperatură mult mai ridicată. Aici, uleiul se vaporizează şi,dacă gazul de lucru este aerul, se oxidează. De aceea, ungerea cilindrului trebuie să se facă cu ulei de compresor, rezistent la presiuni şi temperaturi ridicate. In funcţie de condiţiile de curgere se disting:

- compresoarele cu piston plonjor, la care atît cilindrul, cît şi mecanismul motor sînt unse cu ulei de compresor;
- compresoarele cu cap de cruce, la care cilindrul se unge cu ulei de compresor, iar mecanismul motor se unge cu ulei de mecanisme obişnuit.

Ungerea cilindrului se realizează prin unul din următoarele procedee: - ungerea prin stropire (barbotaj);

- ungerea indirectă prin pulverizarea uleiului în curentul de gaz aspirat;
- ungerea directă prin trimiterea uleiului sub presiune pe suprafeţele de lucru.

Ungerea mecanismului motor se realizează prin stropire (barbotaj) sau prin circulaţia uleiului sub presiune.

Circulaţia uleiului în sistemele de ungere sub presiune se asigură cu ajutorul pompelor sau pe baza presiunii gazului comprimat.

13.2. Formarea depunerilor cărbunoase

Uleiul de ungere ajunge în cilindrul de comprimare pe două căi: prima cale este impusă de sistemul de ungere, care dirijează uleiul pentru realizarea ungerii grupului piston - segmenţi - cilindru; a doua cale este oferită de jocurile şi fantele de la segmenţi, precum şi de "efectul de pompaj" al segmenţilor. In cilindru, uleiul sub formă de peliculă şi de ceaţă este supus la presiuni şi la temperaturi ridicate. Datorită temperaturilor ridicate fracţiunile mai uşoare din ulei se vaporizează, iar consistenţa peliculei creşte. Dacă în cilindrul respectiv se comprimă aer, uleiul în fază lichidă sau de vapori reacţionează cu oxigenul. Viteza de oxidare creşte odată cu presiunea şi se accelerează la temperaturi peste 60°C. Astfel, cînd temperatura creşte cu 10°, viteza de oxidare se măreşte de 2...3 ori.

Vaporizarea şi oxidarea uleiului în cilindru conduce la formarea depunerilor cărbunoase pe suprafaţa acestuia, îndeosebi în zonele în care temperaturile sînt mai ridicate.

Scanned with OKEN Scanner

In timpul refulării, gazul comprimat antrenează picăturile fine (ceaţa) şi vaporii de ulei, precum şi pelicula de pe suprafaţa cilindrului prin supapa de refulare în conducta de refulare şi, mai departe, spre răcitorul intermediar sau final, apoi, în treapta următoare sau în rezervorul tampon. Uleiul este transportat astfel pînă la separatorul de ulei şi chiar mai departe, pe conducte, spre utilizare. Presiunile şi temperaturile pe traseul respectiv sînt favorabile pentru vaporizarea şi oxidarea uleiului. Deci, procesul de formare a depunerilor continuă, astfel că, treptat, pe suprafeţele cilindrilor, supapelor, conductelor de legătură, în răcitoare şi în rezervorul tampon stratul de depuneri cărbunoase creşte.

Depunerile cărbunoase mai poartă denumirea de cocs sau de calamină şi reprezintă un conglomerat de reziduuri de ulei (produse intermediare de oxidare şi fracţiuni neoxidate), oxizi metalici (rezultaţi din coroziunea conductelor) şi apă (rezultată din condensarea vaporilor din aerul aspirat în compresor cu o anumită umiditate). Reziduurile de ulei depuse pe piesele metalice se oxidează continuu în contact cu aerul fierbinte şi se carbonizează formînd lacuri, care în stadiul final al transformărilor constau din asfaltene şi carburi dure, cu un mare conţinut de carbon. Produsele finale ale cocsării uleiului depind de oxidabilitatea acestuia. Fracţiunea cea mai mare din produsele de oxidare a uleiului, cca 50%, constă din acizi asfaltici. Picăturile de ulei antrenate de aer se depun împreună cu cocsul de ulei, amplificînd oxidarea uleiului şi întărirea calaminei.

Consecinţele producerii depunerilor cărbunoase sînt numeroase:

- mărirea rezistenţei gazodinamice a supapelor;
- diminuarea etanşeităţii la grupul piston-segmenţi-cilindru şi la supape;
- blocarea (gomarea) segmenţilor;
- înrăutăţirea schimbului de căldură prin pereţii cilindrilor şi ai răcitoarelor;
- accentuarea uzurii pieselor şi mărirea pierderilor prin frecare.

Apariţia depunerilor ridică nivelul temperaturilor de lucru, care, la rîndul lor, intensifică procesul de formare a depunerilor. Astfel, lipsa de etanşeitate la segmenţi şi la

supape, datorită depunerilor, conduce la comprimarea repetată a unei fracţiuni din debitul de aer şi la încălzirea excesivă a acestuia. De asemenea, diminuarea secţiunilor de curgere datorită depunerilor conduce la creşterea presiunii medii de refulare şi a raportului de comprimare. Ca urmare, temperatura la sfîrşitul comprimării atinge valori mai ridicate. Deci, procesul de formare a depunerilor se autoaccelerează.

Explozia amestecurilor formate din vapori de ulei şi aer este posibilă numai în cazul unor concentraţii de 3o...42 mg ulei/ dm^3 aer. Se constată experimental că asemenea concentraţii nu apar chiar în cazul unei ungeri abundente. Exploziile din reţelele de aer comprimat se pot totuşi produce prin aprinderea depunerilor cărbunoase.

La presiuni şi temperaturi mari, în prezenţa unor catalizatori (oxid feric, apă), viteza de oxidare a depunerilor creşte. Ca urmare, apare o sporire suplimentară a temperaturii depunerilor, care contribuie la o nouă accelerare a reacţiilor. Autoaccelerarea acestora şi efectul termic implicat pot conduce la autoaprinderea depunerilor, care vor constitui astfel o amorsă de aprindere a vaporilor de ulei din conductă. Există probabilitatea ca depunerile să se aprindă şi de la o scînteie de provenienţă mecanică sau electrostatică.

Aprinderea, care s-a produs într-un anumit loc, se propagă rapid în lungul conductei, temperatura din interior creşte brusc, iar uleiul din depuneri (care există în proporţie de pînă la 3o% în calamină) se vaporizează. O parte din vaporii de ulei creează concentraţii care intră în limitele de inflamabilitate şi se produce aprinderea bruscă, cu caracter exploziv, a acestora. Deoarece la temperaturi peste 14o°C hidrocarburile grele se descompun şi apar fracţiuni mai uşoare, aprinderea şi explozia acestora poate conduce la detonaţie. Undele de şoc generate de detonaţie pot distruge conductele sub presiune în mai multe puncte simultan, producînd avarii care pot fi foarte mari, dar, ceea ce este mai grav, victime umane.

Cocsul de ulei mai este dăunător prin conţinutul său de acizi şi de carburi. Aceşti acizi corodează cilindrul, pistonul şi supapele, iar carburile, care sînt foarte dure, măresc uzura.

Prin urmare, uleiurile de compresoare trebuie să posede anumite proprietăţi, care să prevină efectele menţionate. Totodată, recipienţii sub presiune, separatoarele de ulei şi reţe-

lele de conducte trebuie prevăzute cu puncte de drenare şi trebuie controlate şi drenate cu regularitate.

13.3. Lubrifianţi

13.3.1. Caracteristici fizico-chimice

Uleiurile minerale destinate pentru ungerea cilindrilor trebuie să posede următoarele caracteristici fizico-chimice:

a. Proprietăţi reologice (de curgere) principale:

- viscozitatea cinematică la 50°C,

$$\nu_{50} = 38 \ldots 160 \quad cSt$$

şi la 100 °C

$$\nu_{100} = 6 \ldots 22 \quad cSt;$$

- variaţia viscozităţii cu presiunea şi, îndeosebi, cu temperatura caracterizată prin indicele de viscozitate:

$$I.V. = min.60;$$

- comportarea la temperaturi scăzute şi punctul de congelare:

$$P.C. = -(5 \ldots 20)^{\circ}C;$$

- stabilitatea la forfecare.

b. Proprietăţi tensioactive. Puterea de ungere (onctuozitatea)

Activitatea superficială a uleiurilor se distinge în fenomenele de emulsionare, de spumare, de adsorbţie şi de ungere. Uleiul nu trebuie să formeze emulsii stabile în prezenţa apei, care trebuie să se separe în timp scurt. Spumarea constă în formarea de bule fine, de aer, separate prin pereţi foarte subţiri de ulei. Puterea de ungere (onctuozitatea) reprezintă capacitatea lubrifiantului de a adera la suprafeţele metalice şi de a forma pe acestea o peliculă rezistentă, capabilă să împiedice contactul direct dintre piesele în mişcare, în vederea eliminării frecării uscate şi asigurării ungerii la limită. Rezistenţa la rupere a filmului de ulei la presiuni mari creşte puţin odată cu viscozitatea (se apreciază prin diametrul petei de uzură, max 0,45 mm).

c. Caracteristici diverse

Densitatea la 15°C,

$$\rho = 0,910 \ldots 0,940 \quad kg/dm^3$$

Proprietăţi termice:

- căldura specifică, între 0° şi 300°C,

$$c = 1,9 \ldots 3,1 \quad \frac{kJ}{kg.K};$$

- căldura latentă de vaporizare, de la 15o°C pînă la 45o°C,

$$r = 21o...84 \ \frac{kJ}{kg}$$

- punctul de inflamabilitate,

M = 2oo....25o°C;

- punctul de ardere,

A = 21o...3oo°C;

- punctul de autoaprindere.

Cifra de cocs (Conradson),

C = max. o,3...1,o % .

Aciditatea organică,

A_o = max. o,o8...o,15 mg KOH/g.

Aciditate minerală şi alcalinitate, lipsă.

Conţinutul de impurităţi mecanice şi de apă, lipsă.

Cenuşă, max. o,oo5...o,o1.

Compatibilitate cu materialele elementelor de etanşare, evaluată prin punctul de anilină, cuprins între 5o şi 13o.

Corozivitate cît mai redusă corelată cu rezistenţa la coroziune a materialelor pieselor compresorului. Acţiunea corozivă a uleiului se apreciază în raport cu cuprul sau cu oţelul precum şi prin cifra de aciditate (neutralizare).

Culoarea ASTM, 5 1/2....8.

d. <u>Stabilitatea la oxidare</u>

Oxidarea uleiurilor în contact cu oxigenul atmosferic sau din aerul comprimat la temperaturi ridicate se produce prin intermediul hidroperoxizilor (sau peroxizilor, reprezentînd molecule cu mai mulţi atomi de oxigen). După declanşare, reacţia de oxidare devine autocatalitică şi continuă în lanţ (peroxizii oxidează hidrocarburile). Uleiul uzat conţine numeroase fracţiuni oxigenate (alcooli, aldehide, cetone, lactone, esteri) şi produse de condensare (răşini, asfaltene).

Produsele de oxidare (acizii) atacă metalele, măresc viscozitatea uleiului şi se depun pe piese (răşini, asfaltene). In timp, se formează lacuri dure, aderente, care afectează etanşeitatea supapelor şi segmenţilor, precum şi transmiterea căldurii. Depunerile împreună cu rugina favorizează şi participă la formarea şi la stabilizarea emulsiilor cu apa.

Intensitatea fenomenelor de oxidare, precum şi concentraţia şi compoziţia chimică a produselor de oxidare depind de următorii factori: natura uleiului, presiunea, temperatura,

concentraţia de oxigen, natura materialelor pieselor, acţiunile catalitice, cîmpul electric şi gradul de agitaţie.

Gradul de oxidare a uleiului se evidenţiază prin creşterea viscozităţii, apariţia unor depuneri insolubile (în pentan sau în benzină), intensificarea corozivităţii (formarea acizilor) şi mărirea cifrei de cocs. Degradarea uleiului în exploatare este accelerată de infiltrarea impurităţilor.

Stabilitatea la oxidare se apreciază prin diferite metode. In cazul uleiurilor additivate, stabilitatea la oxidare determinată cu bomba rotativă este de min. 9o minute.

13.3.2. Corelaţia lubrifiant-gaz comprimat

Se are în vedere interacţiunea dintre lubrifiant şi gazul comprimat, precum şi nivelul de presiuni şi temperaturi.

Compresoarele de aer necesită uleiuri cu următoarele proprietăţi deosebite: rezistenţă la oxidare, înclinare redusă spre formarea depunerilor şi punct de inflamabilitate cu 2o...5o°C peste temperatura maximă a gazului comprimat (diferenţa nu este exagerată, deoarece, aprinderea depunerilor poate conduce la temperaturi mult mai ridicate şi concentraţii mari, periculcase, de vapori de ulei în aer). Viscozitatea uleiului trebuie să fie corelată cu temperatura şi cu presiunea aerului la sfîrşitul comprimării. La compresoare cu presiuni finale relativ mici se utilizează uleiuri cu viscozitatea de 11...14 cSt la loo°C. Dacă presiunea finală se ridică la 200...225 bar, viscozitatea uleiului la loo°C trebuie să fie mai mare, cca 17...21 cSt, iar punctul de inflamabilitate trebuie să atingă 245°C. Pentru compresoarele la care presiunea finală depăşeşte 4oo bar nu se recomandă utilizarea uleiurilor minerale. Aceste uleiuri pot fi folosite numai dacă temperatura aerului comprimat este scăzută, iar impurităţile şi umiditatea sînt bine filtrate. In locul uleiurilor minerale se utilizează uleiuri cu mare stabilitate la oxidare, pe bază de siliconi, flor-clor, polialchilenglicol sau emulsii de 8o-9o% glicerină tehnică cu 1o-2o% ulei mineral.

Compresoarele de oxigen exclud posibilitatea utilizării uleiurilor minerale (pericol de explozie). Dacă cilindrul necesită ungere atunci se foloseşte ca lubrifiant un amestec de apă distilată cu 6...8% glicerină tehnică (glicerina ameliorează proprietăţile lubrifiante ale apei).

Compresoarele de hidrogen sau de azot se caracterizează prin interacţiunea redusă dintre gazul comprimat şi uleiul de ungere. Ca urmare, nu există pericol de formare a depunerilor. Se utilizează uleiuri uşoare, şi la presiuni mari, uleiuri mai grele.

Compresoarele de etilenă se lubrifiază cu un amestec format din 8o% glicerină tehnică şi 2o% apă distilată. Uleiul mineral este cu totul exclus, deoarece impurifică etilena şi produsul final (polietilena).

Compresoarele pentru alte gaze (gaze de furnal, gaze de cocs, gaze combustibile naturale sau artificiale) se lubrifiază cu uleiuri asemănătoare cu cele folosite pentru compresoarele de azot.

Compresoarele pentru clor se lubrifiază cu acid sulfuric concentrat.

Compresoarele pentru freoni sau amoniac se lubrifiază cu uleiuri pentru maşini frigorifice, care au punct de congelare foarte coborît (pînă la -45°C).

13.3.3. Tipuri de uleiuri

Uleiurile minerale destinate pentru compresoare de aer cu piston cu una sau mai multe trepte, precum şi pentru compresoarele rotative pot fi:

- uleiuri neaditivate: K 4o, K 65, K 9o, K 12o şi K 15o conform STAS 1195-7o;
- uleiuri aditivate: KA 95 conform STAS 11o35-78.

Obs.: Aici:

- litera K indică utilizarea (pentru compresoare);
- litera A indică ulei aditivat;
- cifra indică viscozitatea cinematică a uleiului la 5o°C.

Uleiul mineral KA 95 este aditivat antioxidant, antirugină, antiuzură şi antispumant.

Utilizatorul trebuie să respecte cu stricteţe îndicaţiile date de uzina constructoare în cartea tehnică a compresorului cu privire la lubrifiantul indicat sau echivalent, precum şi prescripţiile privind întreţinerea perfectă a sistemului de ungere.

La afară de uleiurile standardizate pentru compresoare se mai pot utiliza şi uleiuri echivalente produse în R.S.R. sau în străinătate. Se menţionează că de calitatea uleiului depinde în mare măsură durata de serviciu şi funcţionarea co-

rectă a compresorului.

In cazul compresoarelor de aer sînt prescrise numai uleiuri minerale naftenice de rafinare superioară, care să aibă o rezistenţă mare la oxidare. Uleiurile necorespunzătoare formează depuneri şi conduc la ancrasarea supapelor şi segmenţilor. De aceea, nu este permisă utilizarea uleiurilor regenerate.

In climat tropical, datorită umidităţii mari a aerului, trebuie să se utilizeze uleiuri aditivate antirugină. In acest caz este necesar să se observe cu atenţie dacă aditivii respectivi nu conduc la depuneri pe supape şi pe segmenţi, care ar putea provoca blocarea lor.

La completarea nivelului uleiului este permisă amestecarea uleiurilor echivalente.

Uleiul se alege în funcţie de temperaturile mediului ambiant, avînd în vedere temperatura minimă care poate surveni.

In tabelul 13.1 se prezintă clase de viscozitate a uleiurilor recomandate pentru diferite domenii de temperaturi ale mediului ambiant.

Tabelul 13.1

Domeniul de temperaturi	Clasa de viscozitate	Folosirea
-45°...0°C	Uleiuri pentru maşini frigorifice.	Funcţionarea de iarnă cu temperaturi anormal de joase.
-35°...+10°C	SAE 10 W SAE 20 W	Funcţionarea de iarnă cu temperaturi predominante joase.
-20°...+25°C	SAE 20	Funcţionarea în sezon de trecere (primăvară, toamnă)
-10°...+35°C	SAE 30	Funcţionare de vară şi de sezon de trecere.
0 ....+45°C	SAE 40	Funcţionarea de vară cu temperaturi ridicate.

Caracteristicile uleiurilor menţionate în tabelul 13.1 sînt prezentate în tabelul 13.2.

Tabelul 13.2

Caracteristica	Unit. de măsură	Uleiuri pt. maşini frigorifice	SAE 1o W SAE 2o W	SAE 2o	SAE 3o	SAE4o
Densitatea	kg/dm^3	o,87	o,9o	o,9o	o,9o	o,9o
Viscozitatea la +5o°C	cSt	1o... 16	15... 42	25... 54	53... 82	63... 92
Punct de congelare	°C	-45	-34	-2o	-2o	-1o
Punct de inflamabilitate	°C	+13o	+16o	+2oo	+2oo	+21o

Observaţie: Pentru temperaturi mai mari ale mediului ambiant se utilizează uleiuri mai vîscoase şi avînd punctul de inflamabilitate mai ridicat.

13.3.4. Consumul de ulei

In exploatarea compresoarelor trebuie să se urmărească cu multă atenţie cantitatea de ulei care se introduce în cilindri pentru ungere. Un debit insuficient de ulei conduce la mărirea puterii consumate prin frecări, la accelerarea uzurii şi la supraîncălzirea pieselor în frecare. Un debit excedentar de ulei conduce la acumularea lui în cilindru şi se poate ajunge la avarierea compresorului, datorită şocului hidraulic care se produce prin surprinderea uleiului între piston şi chiulasă. Ungerea excesivă a compresoarelor de aer se resimte prin intensificarea procesului de formare a depunerilor în cilindrul de comprimare şi pe conducte.

Consumul de ulei al compresorului se exprimă în g/h. Normele de consum de ulei pentru fiecare tip de compresor sînt menţionate de către uzina constructoare, în cartea tehnică a acestuia. Ele sînt stabilite pe baza unor observaţii şi diagrame experimentale. Consumul de ulei mai depinde de starea tehnică a compresorului şi de condiţiile în care este exploatat.

In general, consumul orar de ulei pentru ungerea cilindrului se stabileşte în funcţie de suprafaţa de frecare măturată de piston:

$$C_u = 1,2 . c_u . \pi . D . s . n_o \left[\frac{g}{h}\right] \qquad (13.1)$$

Aici, c_u este consumul de ulei în g pentru loo m^2 suprafaţă

de ungere, care, pentru compresoare de presiune joasă şi medie are valorile următoare:

- pentru compresoare orizontale,

$$c_u = 0{,}2 \text{ g/100 m}^2;$$

- pentru compresoare verticale,

$$c_u = 0{,}25 \text{ g/100 m}^2.$$

Pentru treptele de presiune înaltă valorile date de rel. (13.1) se majorează precum urmează:

- pentru presiuni de 50....100 bar, de 1,5...2,0 ori;
- pentru presiuni de 100....350 bar, de 3,0...4,0 ori.

Pentru compresoarele de gaze, la care nu apar depuneri, valorile consumului de ulei sînt aceleaşi ca mai sus sau mai mari cu 50%. La compresoarele pentru gaze de cocserie impurificate, consumul de ulei este de 2...3 ori mai mare.

In primele 500 de ore de funcţionare consumul de ulei prescris pentru un compresor nou se dublează.

Consumul de ulei pentru cutiile de etanşare este de cca 1...3 g/100 m^2 suprafaţă de tijă lubrifiată. Valoarea superioară corespunde cutiilor de etanşare de presiune înaltă.

Consumul de ulei de la mecanismul motor, prin transport pe tijă în cilindru, în interval de 6 luni este de 5... 20% din cantitatea iniţială din baia de ulei. Pe aceeaşi cale, ulei din cilindru ajunge în baia de ulei, astfel încît nivelul în ea poate să crească.

In tabelul 13.3 se prezintă consumul de ulei normal, în g/h, pentru ungerea cilindrilor şi cutiilor de etanşare la compresoare de aer cu destinaţie generală.

Tabelul 13.3

Productivitatea compresorului q, în m^3/min	Compresor cu piston plonjor		Compresor cu cap de cruce
	p_R = 4 bar	p_R = 8 bar	p_R = 8 bar
3	35	40	-
6	45	70	-
10	-	90	50
20	-	180	70
30	-	-	90
50	-	-	115
100	-	-	170

Scanned with OKEN Scanner

La compresoare mari consumul de ulei se stabileşte pentru fiecare punct de ungere separat în funcţie de diferenţa de presiune maximă , Δp, existentă la cilindrul de comprimare sau la cutia de etanşare. In fig.13.1 se prezintă variaţia consumului de ulei c_u, în g/h, raportat la suprafaţa de ungere de

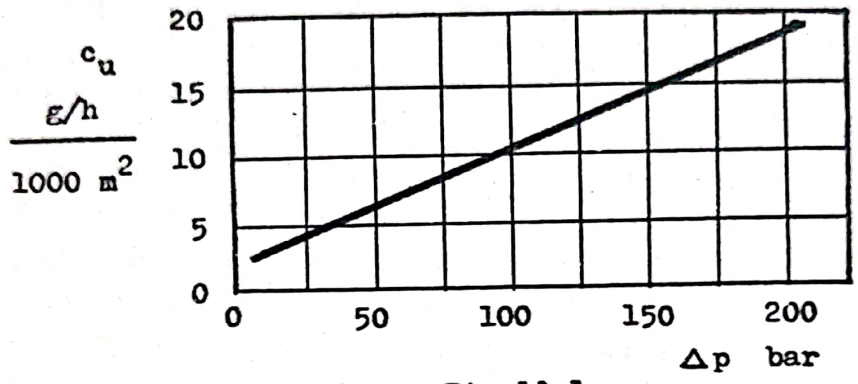


Fig.13.1

1.ooo m^2 în funcţie de diferenţa de presiune Δp.

Aria suprafeţei de ungere pentru cilindrii cu dublu efect se calculează cu relaţia:

$$A_u = 2.\pi .D.\ s.\ n \quad [m^2] \qquad (13.2)$$

13.4. Instalaţii de ungere

13.4.1. Instalaţia de ungere pentru compresoare cu piston plonjor

Instalaţia de ungere pentru cilindrul de comprimare şi pentru mecanismul motor este comună. Uleiul folosit este ulei de compresor. In fig.13.2 se prezintă elementele componente principale : 1-baia de ulei; 2 - indicatorul de nivel; 3-filtrul brut de ulei ; 4 - pompa de ulei; 5 - filtrul fin; 6 - releul de presiune; 7 - manometrul ; 8- răcitorul de ulei; 9 - supapa de preaplin (surplus); lo - conducta principală (magistrala) de ulei; 11 - termometrul; 12 - canalizaţia (conducta) de ulei prin arborele cotit; 13 - conducta de ulei spre axul pistonului; 14 - segmentul de etanşare (comprimare); 15 - segmentul raclor; 16, 17 - segmenţii de ungere.

In mod obişnuit, pompa de ulei 5 este cu roţi dinţate. Ea aspiră uleiul din baia de ulei 1 (carterul inferior) prin sorbul 3 şi îl trimite prin filtrul fin 5 în magistrala de ulei lo.In continuare, uleiul ajunge la lagărul palier 18 al arborelui cotit, asigură ungerea acestuia şi, totodată, pătrunde în cana-

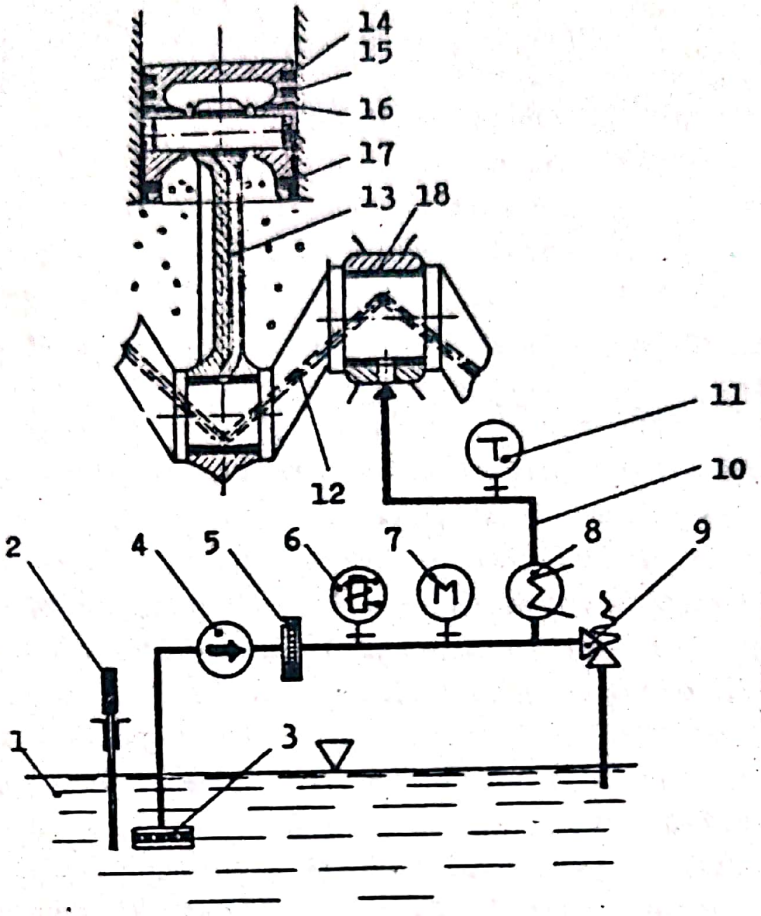


Fig.13.2

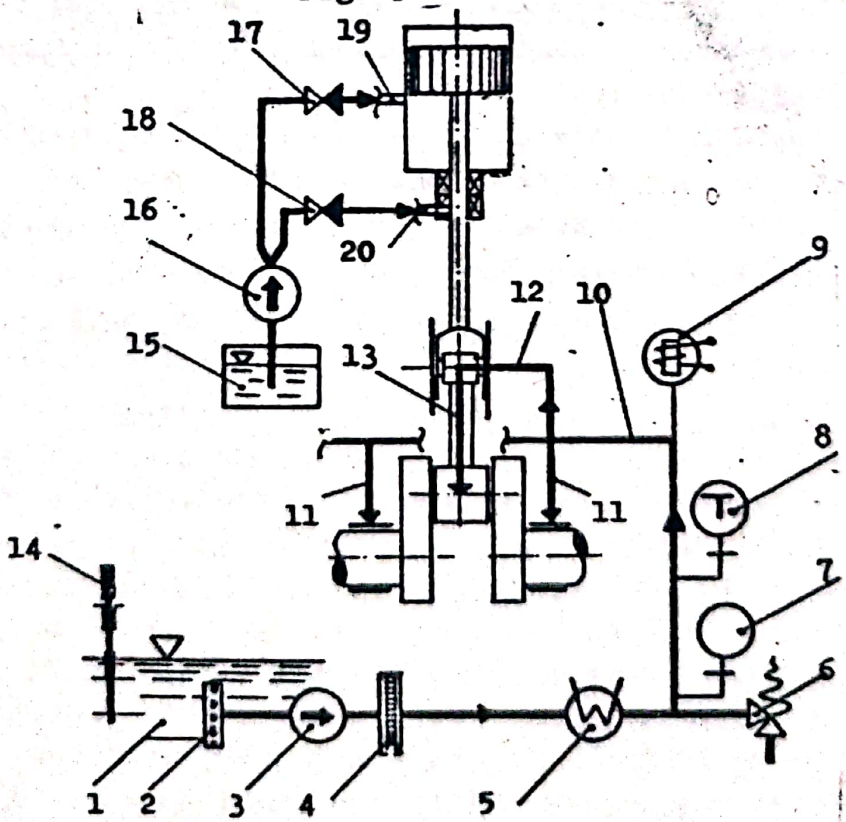


Fig.13.3

Scanned with OKEN Scanner

lizaţia interioară a arborelui, care joacă rol de conductă de ulei, prin care uleiul se distribuie la celelalte lagăre paliere şi la cuzineţii fusurilor manetoane. Printr-un orificiu al cuzinetului fusului maneton uleiul intră în conducta 13 şi este dirijat spre axul (boltul) pistonului, pentru ungerea bucşei din piciorul bielei. Ceaţa de ulei, formată în carter prin împrăştierea uleiului care iese prin interstiţii, se depune pe suprafaţa cilindrului şi asigură ungerea contactului piston-segmenţi-cilindru. Pelicula de ulei de pe cilindru este rasă de segmentul raclar 15 şi revine în baia de ulei prin fantele segmenţilor de ungere 16, 17 şi prin orificiile corespunzătoare din piston.

Uneori, circulaţia uleiului între două fusuri manetoane vecine (între care nu este intercalat un lagăr palier) se realizează printr-o conductă propriu-zisă, fixată în exteriorul arborelui, între cele două coturi ale acestuia.

In general, debitul pompei de ulei este excedentar, surplusul de ulei revenind în carter prin supapa de preaplin 9, care are rol şi de supapă de siguranţă.

Presiunea de ungere este reglată prin pretensionarea arcului supapei de preaplin 9. Ea este indicată de manometrul 7. In condiţii normale presiunea de ungere este cuprinsă între 1,5...3,o bars. La micşorarea presiunii sub limita inferioară releul 6 avertizează optic şi acustic.

Instalaţia mai poate cuprinde şi un răcitor de ulei 8 şi un termometru de ulei 11. Răcitorul de ulei poate fi cu aer sau cu apă, în funcţie de agentul de răcire folosit pentru întregul agregat.

13.4.2. Instalaţia de ungere pentru compresoare cu cap de cruce

a. Instalaţia de ungere a mecanismului motor

Instalaţia de ungere a mecanismului motor are rolul de a trimite lubrifiantul necesar la lagărele paliere şi manetoane, precum şi la ghidajele capului de cruce. Uleiul folosit este ulei de mecanisme. In componenţa ei intră (fig.13.3): 1-baia de ulei; 2 - filtrul brut (sorbul); 3 - pompa de ulei; 4- filtrul fin; 5 - răcitorul de ulei; 6 - supapa de preaplin; 7-manometrul; 8 - termometrul; 9 - releul de presiune; lo - conducte de distribuţie a uleiului; 11 - conductele spre lagărele paliere; 12 - conducta spre ghidajul capului de cruce; 13-con-

ducta prin bielă spre lagărul din capul bielei (cuzinetul fusului maneton); 14 - indicatorul de nivel.

Pompa de ulei 3 aspiră uleiul din baia 1 prin filtrul brut 2 şi îl trimite spre conducta de distribuţie 10, prin filtrul fin 4 şi apoi, prin răcitorul de ulei 5. Prin conductele 11 şi 12 uleiul ajunge la lagărele paliere ale arborelui cotit şi respectiv, la ghidajul capului de cruce. Axul capului de cruce preia ulei din ghidajul acestuia şi îl transmite, prin canalizaţia 13 a bielei, spre cuzinetul fusului maneton. Uleiul care iese prin interstiţii revine în baia de ulei. Supapa de preaplin 6 serveşte la reglarea presiunii de ungere, surplusul de ulei din conducta de refulare á pompei revenind în baia de ulei. Presiunea de ungere este indicată de manometrul 7. Dacă presiunea uleiului scade sub limita inferioară (1,8 bar) releul 9 decuplează motorul de antrenare a compresorului.

b. <u>Instalaţia de ungere a cilindrului de comprimare</u>

Instalaţia de ungere a cilindrului de comprimare are rolul de a asigura formarea unei pelicule de ulei de compresor pe suprafaţa interioară a cilindrului, care vine în contact cu gazul comprimat, precum şi pe tija pistonului, în zona cutiilor de etanşare. In acest fel se micşorează frecarea şi uzura la contactul piston-segmenţi-cilindru şi, totodată, se măreşte etanşeitatea interstiţiilor de la segmenţi şi de la cutiile de etanşare.

Instalaţia de ungere a cilindrului (fig.13.3) este separată de instalaţia de ungere a mecanismului motor. Rezervorul 15 conţine librifiantul care poate fi ulei de compresor, ulei siliconic, ulei frigorific sau emulsie de apă distilată cu glicerină tehnică. Pompa 16 refulează lubrifiantul prin supapele de reţinere 17, 18 şi prin racordurile 19, 2o pe suprafeţele de ungere, adică la cilindrul de comprimare şi respectiv, la cutia de etanşare a tijei pistonului. Debitele de ulei spre cilindru şi spre cutia de etanşare sînt foarte diferite. De aceea, secţiunile de trecere prin supapele 17 şi 18

sînt şi ele foarte diferite. De asemenea, pentru a se evita ungerea prea abundentă, pompa 16 are secţiuni de pompare şi conducte de refulare separate spre fiecare punct de ungere. Supapele de reţinere (sens unic) 17 şi 18 sînt necesare pentru a preveni infiltrarea gazelor în conducte şi perturbarea ungerii. Totodată, se evită intrarea condensatului în sistemul de ungere şi consecinţele pe care le-ar atrage prin creşterea uzurii.

13.5. Particularităţile componentelor instalaţiei de ungere

Debitul pompei de ulei, Q_{V_p}, depinde de debitul specific de ulei pe unitatea de putere la arbore în unitatea de timp, q_u, în $dm^3/kW.h$:

$$Q_{V_p} = q_u \cdot P_a \qquad \left[\frac{dm^3}{h}\right] \qquad (13.3)$$

unde P_a este puterea la arbore, în kW.

Cantitatea de ulei V_u din rezervorul (baia) de ulei se stabileşte luînd în consideraţie numărul de treceri z ale uleiului prin sistem:

$$V_u = \frac{Q_{V_p}}{z} = \frac{q_u \cdot P_a}{z} \qquad \left[dm^3\right] \qquad (13.4)$$

Dacă puterea consumată prin frecări reprezintă 2o% din puterea la arbore, iar creşterea de temperatură a uleiului este de $2o^oC$, debitul specific de ulei va fi de cca 2,7 $dm^3/kW.h$.

Numărul de treceri este z = 6....2o h^{-1}. La valori mai ridicate uleiul spumează.

Consumul de ulei este de aproximativ o,4 g/kW.h la maşini cu cap de cruce şi de o,7 g/kW.h la maşini fără cap de cruce.

Se impune controlul periodic al nivelului uleiului în rezervor.

In mod obişnuit pompa de ulei este cu roţi dinţate, fiind antrenată direct de la arborele compresorului. Pentru siguranţă, compresoarele mari sînt prevăzute (şi) cu pompe autonome (antrenate cu motor electric). Aceste pompe au gabarit redus, deoarece funcţionează cu turaţii mari şi permit ungerea preliminară a compresorului la pornire sau continuarea ungerii pînă la oprirea agregatului. Compresoarele mici care funcţionează cu turaţie ridicată şi reclamă un debit redus de ulei sînt echipate cu pompe cu piston. In acest caz pompele cu roţi dinţate ar necesita un raport de transmisie de la arbore prea mare.

Filtrarea uleiului se realizează în două trepte. In prima treaptă filtrele brute îndepărtează particulele cu dimensiuni mai mari de 80 μm. Filtrele fine, care asigură a doua treaptă de filtrare, îndepărtează particulele cu dimensiuni de 1... 10 μm şi chiar particulele coloidale dispersate în ulei. Filtrele brute sînt prevăzute cu site sau cu lamele (fante). Filtrele fine pot fi cu element filtrant din hîrtie (carton) şi eventual, cu fante. De asemenea, se utilizează filtre centrifuge şi filtre magnetice.

Temperatura uleiului în lagăre nu trebuie să depăşească 60°C.

Calitatea uleiului se controlează periodic prin analize de laborator. Durata de utilizare a uleiului este de 2000-2500 de ore. Inlocuirea uleiului se impune dacă se constată mărirea conţinutului de apă peste 2,5%, creşterea aciditătii peste 1,5, depăşirea cu mai mult de 25% a viscozitătii iniţiale şi sporirea conţinutului de impurităţi mecanice peste 2%.

14. INSTALATIA AFERENTĂ COMPRESORULUI

Instalaţia aferentă unui compresor cuprinde compresorul propriu-zis, motorul de antrenare, fundaţia, conductele de aspiraţie şi de refulare, rezervorul tampon, conducta de apă pentru răcire, aparatura de măsură şi de control, precum şi dispozitivele de siguranţă.

14.1. Componentele instalaţiei

Compresoarele stabile se montează de către producător, care execută fundaţia şi schema de conexiuni în acord cu beneficiarul.

14.1.1. Motorul de acţionare

Compresoarele mari cu turaţii sub 500 rot/min sînt antrenate cu motoare electrice sincrone sau asincrone. Rotorul motorului este plasat pe arborele compresorului şi înlocuieşte volantul. Dacă momentul său de inerţie nu este suficient, rotorul are la periferie o coroană suplimentară. Motoarele sincrone oferă următoarele avantaje: insensibilitate la variaţia tensiunii; posibilitate de compensare a energiei reactive; întrefier relativ mare, care permite o săgeată mai importantă a arborelui, fiind posibile dimensiuni mai reduse ale acestuia. In schimb, aceste motoare sînt mai scumpe şi necesită dispozitive de pornire (bobine de şoc).

Compresoarele mici pot fi stabile sau mobile şi au turaţii

peste 1.ooo rot/min. Ele se cuplează direct cu motorul de antrenare care poate fi: motor electric cu rotor în scurt circuit, motor cu aprindere prin comprimare sau motor cu aprindere prin scînteie.

14.1.2. Fundaţia sau şasiul

Compresoarele mari se plasează pe fundaţii din beton armat şi se fixează cu şuruburi de scelment. Pentru a se evita perturbaţiile datorită fenomenelor de rezonanţă se are în vedere frecvenţa proprie a fundaţiei. Compresorul trebuie să stea pe fundaţie în poziţie perfect orizontală. Soclul fundaţiei nu trebuie să atingă elementele clădirii, de care este separat printr-un rost umplut cu bitum. Soclul şi fundaţia trebuie ferite de prezenţa uleiului. In cazul unui montaj fix, masa fundaţiei este de 2...5 ori mai mare decît masa agregatului. Dacă montajul este elastic masa fundaţiei reprezintă 5o% din valoarea prevăzută pentru montajul fix.

Compresoarele mici se fixează împreună cu motorul de antrenare pe o ramă din profile de oţel, care se plasează pe fundaţie prin intermediul unor suporţi cu tampoane de cauciuc. Compresoarele mobile se fixează împreună cu motorul de antrenare pe un şasiu. Dacă statorul motorului electric şi carterul compresorului sînt legate rigid, agregatul se poate aşeza direct pe suporţi de cauciuc. Frecvenţa proprie depinde de dispunerea şi de construcţia suporţilor, precum şi de proprietăţile şi forma tampoanelor de cauciuc. Forţele perturbatoare transmise la fundaţie se pot reduce la valori de cca lo...2o% din valorile iniţiale. Adesea, compresoarele mobile mici se plasează împreună cu motorul de antrenare pe rezervorul tampon, care îndeplineşte rolul de şasiu.

14.1.3. Conductele de legătură

a. Pierderile prin frecări. Menţinerea pierderilor prin frecări la valori reduse implică viteze de curgere a gazelor sub 2o m/s. De aceea, se utilizează dispozitive de închidere sub formă de clapete, ale căror flanşe trebuie să fie accesibile pentru verificarea etanşeităţii. Conductele sînt îmbinate prin sudură. Numai conductele de aspiraţie sînt prevăzute cu flanşe pentru a înlesni curăţirea. In cazul cînd există mai mulţi consumatori se prevăd conducte inelare care oferă avantajul că introduc aceleaşi pierderi de presiune folosind diametre mai mici.

b. Fixarea conductelor. Conductele se fixează în diferite puncte fixe şi mobile, alese astfel, încît, tensiunile termice şi oscilaţiile să fie minime. De aceea, compresoarele aşezate elastic pe fundaţie necesită intercalarea unor conducte flexibile între racordurile lor de aspiraţie şi de refulare şi respectiv, conductele de aspiraţie şi de refulare.

c. Conducte de aspiraţie. Conducta de aspiraţie trebuie să satisfacă următoarele cerinţe:

- în cazul compresoarelor de aer la intrarea în conducta de aer se prevede obligatoriu un filtru sau o instalaţie de filtrare a aerului; de asemenea, aerul trebuie să fie aspirat dintr-un loc lipsit de praf şi cu temperatură mai coborîtă;

- diametrul interior al conductei trebuie să fie egal cu diametrul interior al racordului de aspiraţie al compresorului; pentru conducte mai lungi de lo m este necesar să se reducă vitezele de curgere prin majorarea diametrului interior al conductei;

- înainte de montare, conductele trebuie să fie perfect curăţate în interior (prin sablare), ele fiind realizate, de obicei, prin sudură, din ţevi de oţel sau din tablă;

- ajustarea flanşelor trebuie să prevină introducerea unor tensiuni care să se transmită la compresor;

- prevenirea apariţiei fenomenelor de rezonanţă la curgerea pulsatorie a coloanei de gaz din conducta de aspiraţie; fenomenele respective pot avea următoarele consecinţe: zgomot; desprinderea conductelor de pe dispozitivele de susţinere; deteriorarea filtrelor de aer.

Lungimea critică a conductei la care apare rezonanţa depinde de frecvenţa oscilaţiilor întreţinute şi de frecvenţa proprie a coloanei de gaz.

Frecvenţa oscilaţiilor de presiune întreţinute de aspiraţiile intermitente din conducta de aspiraţie în cilindrii din prima treaptă a compresorului este

$$f = \frac{\omega}{2\pi} N_1 \qquad [H_z] \qquad (14.1)$$

Frecvenţa proprie a oscilaţiilor coloanei de gaz din conducta de aspiraţie depinde de viteza de propagare a sunetului în conductă, a_A, şi de lungimea conductei, L_A.

Frecvenţa fundamentală pentru o conductă sonoră deschisă este

$$f_p = \frac{a_A}{2L} = \frac{\sqrt{k\,R\,T_A}}{2L} \quad [Hz], \qquad (14.2)$$

iar pentru o conductă sonoră închisă este

$$f_p = \frac{a_A}{4L} = \frac{\sqrt{k\,R\,T_A}}{4L} \quad [Hz] \qquad (14.3)$$

Condiţia de evitare a rezonanţei impune ca frecvenţa oscilaţiilor întreţinute să nu se suprapună peste frecvenţa proprie. Prin egalarea valorilor frecvenţelor date de relaţiile (14.1) şi (14.2) sau (14.3) rezultă lungimea critică a conductei:

$$L_{A_{cr}} = \frac{\pi \cdot a_A}{\omega \cdot N_1} \quad [m] \qquad (14.4)$$

sau

$$L_{A_{cr}} = \frac{\pi \cdot a_A}{2 \cdot \omega \cdot N_1} \quad [m] \qquad (14.5)$$

Deci, pentru evitarea rezonanţei este necesar ca lungimea conductei de aspiraţie să nu fie un multiplu întreg al lungimii critice:

$$L_A \neq (j-1).L_{A_{cr}} \qquad (14.6)$$

unde $j = 1,2,3,\ldots$ este număr întreg. Pentru îndeplinirea acestei condiţii este necesar să se modifice lungimea conductei de aspiraţie. Dacă lungimea respectivă nu poate fi schimbată este necesar să se monteze pe conductă o diafragmă sau amortizoare fonice şi mecanice.

Se notează: A_c - aria secţiunii interioare a conductei de aspiraţie;

A_d - aria secţiunii orificiului diafragmei;

w_{med_A} - viteza medie a gazului în conducta de aspiraţie.

Se disting următoarele cazuri:

- conducta sonoră închisă pentru

$$\left(\frac{A_d}{A_c}\right)^2 < \frac{w_{med\,A}}{a_A}; \qquad (14.7)$$

- conducta sonoră deschisă pentru

$$\left(\frac{A_d}{A_c}\right)^2 > \frac{w_{med\,A}}{a_A}; \qquad (14.8)$$

- conducta lipsită de rezonanţă pentru

$$\left(\frac{A_d}{A_c}\right)^2 = \frac{w_{med\,A}}{a_A}. \qquad (14.9)$$

Deci, pentru ca diafragma să înlăture rezonanţa trebuie să fie îndeplinită condiţia impusă de relaţia (14.9).

d. Conducta de refulare. Conducta de refulare trebuie să satisfacă următoarele cerinţe:

- diametrul interior al conductei trebuie să corespundă celui al racordului de refulare de la compresor;
- conducta se montează cu o pantă de 1,5... 2% spre separatorul de picături, pentru a se evita scurgerea condensatului spre compresor;
- conducta intermediară dintre compresor şi răcitorul final trebuie să fie uşor demontabilă, pentru a înlesni controlul şi curăţirea ei de depuneri;
- în cazul cînd mai multe compresoare sînt cuplate la acelaşi rezervor tampon este necesar ca mai întîi racordurile lor de refulare să fie cuplate la un colector comun avînd un diametru interior mult majorat; intrarea conductelor de refulare în colector este tangenţială, pentru a evita undele de şoc şi rezonanţa; zgomotele şi vibraţiile se elimină prin prevederea amortizoarelor de zgomot şi de vibraţii; de asemenea, colectorul de refulare trebuie prevăzut cu un robinet de drenare a condensatului

e. Conducta releu. Prin conducta releu, regulatorul de debit se cuplează cu rezervorul tampon. Regulatorul nu trebuie să se cupleze cu racordul de refulare al compresorului deoarece ar fi expus la şocuri. De asemenea, trebuie să se mai aibă în vedere următoarele:

- dacă lungimea conductei este sub 5 m diametrul ei se alege de 1/2 ", iar dacă depăşeşte 5 m, diametrul ei se alege de 3/4 ";
- nu este permisă intercalarea unor robinete de închidere pe conducta releu decît în cazul în care sînt cuplate mai multe compresoare la acelaşi rezervor tampon, pentru a preveni suspendarea inoportună a regulatorului;
- în punctul cel mai de jos al conductei releu şi cît mai aproape de compresor se prevede un separator de condensat.

e. Conductele de apă de răcire.

In cazul compresoarelor răcite cu apă în circuit deschis diametrele conductoarelor de aducţiune şi de evacuare a apei sînt precizate de uzina constructoare. In caz excepţional, cînd conductele respective sînt foarte lungi, pentru a se evita pierderi de presiune mari, se pot alege diametre majorate. Se mai

au în vedere următoarele recomandări:

- asigurarea unei presiuni constânte de alimentare cu apă; valoarea ei minimă este de 8... lo bars;

- prevederea unui robinet de reglare pe conducta de aducţiune a apei, pe lîngă robinetul de închidere, pentru a elimina necesitatea reglajului debitului de apă de fiecare dată cînd se pune în funcţiune instalaţia;

- prevederea unor robinete de golire în punctele cele mai joase ale instalaţiei, inclusiv la compresor, pentru descărcare cînd există pericol de îngheţ;

- prevederea unor relee de presiune şi de temperatură care să avertizeze optic sau acustic şi să oprească agregatul în cazul cînd presiunea apei la intrare sau temperatura apei la ieşire din instalaţie nu se înscriu în limitele prescrise;

- acordarea unei atenţii deosebite purităţii apei de răcire pentru a evita formarea depunerilor şi încălzirea excesivă a compresorului;

- prevederea unei posibilităţi de urmărire a curentului de apă la ieşirea din instalaţie; eventual, se plasează secţiunea de ieşire din conducta de evacuare deasupra unei pîlnii, pentru a se putea controla uniformitatea curgerii sau prezenţa bulelor de gaz, care se pot infiltra din cilindrul de comprimare în cazul unor neetanşeităţi.

14.1.4. Filtrul

Filtrul se plasează la intrarea în conducta de aspiraţie şi are rolul de a separa particulele străine din gaz. Trebuie să se aibă în vedere că, de exemplu, în funcţie de condiţiile locale, aerul ambiant poate să conţină particule solide (praf) pînă la 2 g/m^3, cu dimensiuni pînă la 2oo μm. Intrarea particulelor respective în compresor poate avea următoarele consecinţe:

- uzarea pistonului, cilindrului, supapelor şi dispozitivului de reglare;

- formarea depunerilor împreună cu apa (rezultată din condensarea vaporilor din aer) şi cu uleiul.

Se utilizează filtre cu material filtrant şi filtre electrice (electrostatice).

Eficacitatea unui filtru se apreciază prin gradul de separare care reprezintă fracţiunea procentuală din cantitatea iniţială de praf din aer reţinută în filtru. Pe lîngă gradul de separare, trebuie să se precizeze pînă la ce mărime a parti-

culelor de praf se realizează separarea. In mod obişnuit, aerul filtrat nu trebuie să conţină mai mult de 5 mg/m^3 particule de praf. De asemenea, filtrul trebuie să aibă o capacitate suficient de mare de înmagazinare a prafului, pentru a nu fi nevoie de curăţiri prea dese.

Rezistenţa gazodinamică a filtrului trebuie să fie cît mai mică pentru a nu se diminua debitul aspirat. Pierderea de presiune în filtru este cuprinsă între 1 şi 5o mbar. Se observă că o pierdere de presiune de 3o mbar poate reduce debitul cu 3...4,5%.

a. Filtrul umed. Filtrul umed (fig.14.1) constă dintr-o împletitură (sită) metalică sau din material plastic, umectată cu ulei. Aerul străbate împletitura, iar praful rămîne lipit de suprafaţa uleioasă. Gradul de separare maxim atinge cca 92,5 % şi depinde de suprafaţa de ulei liberă, disponibilă pentru lipirea (reţinerea) prafului. Capacitatea de înmagazinare a prafului în filtru este redusă şi, de aceea, sînt necesare spălări dese sau înlocuirea elementului filtrant. Filtrele îmbîcsite cu praf au rezistenţa gazodinamică mai mare şi reduc debitul aspirat în compresor.

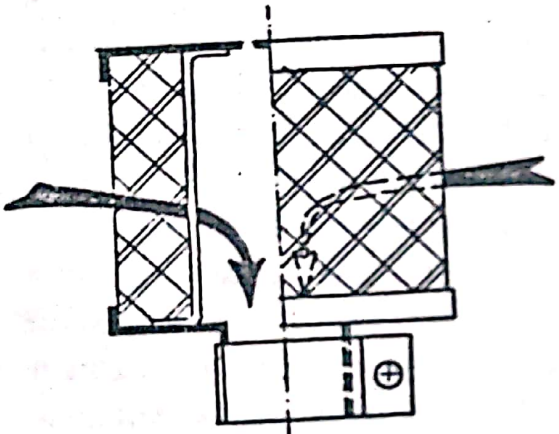


Fig.14.1

In cazul compresoarelor mari sînt necesare suprafeţe mari de filtrare. Se utilizează casete filtrante umede sau filtre mecanice rotative cu casete. Ele reţin particulele de praf pînă la lo μm la viteze ale aerului de 1,5...2 m/s şi asigură un grad de reţinere de 92...99%, introducînd o rezistenţă gazodinamică de o,5...1,5 mbar. In schimb, nu sînt capabile să reţină funinginea.

Filtrul inerţional cu site şi cu baie de ulei (fig.14.2) imprimă curentului de aer mai multe schimbări de direcţie, în urma cărora, o parte din particulele de praf sînt proiectate în baia de ulei, iar o altă parte sînt reţinute în elementul (sita) de filtrare, permanent umectat cu ulei din baie. Se disting: 1 - carcasa; 2- capacul; 3 - ecranul; 4 - baia de ulei; 5 - elementul filtrant; 6 - conducta de aspiraţie.

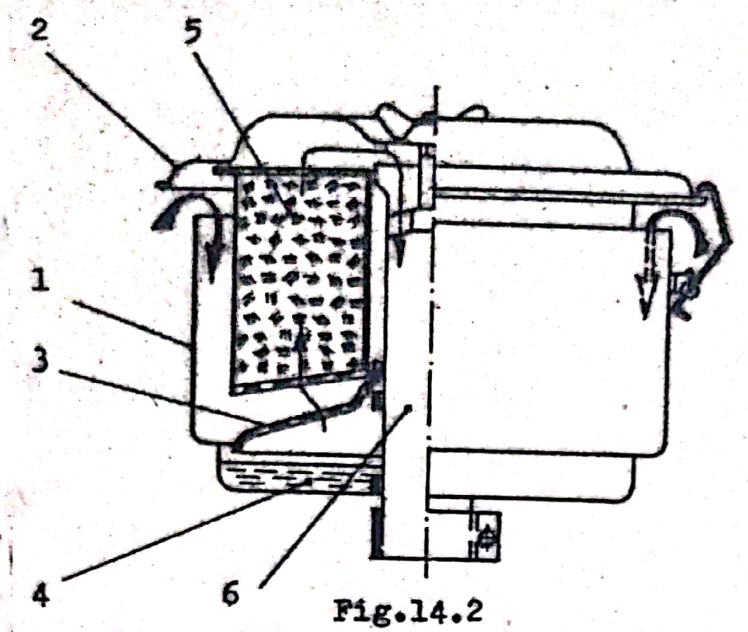


Fig.14.2

Aerul intră pe la partea de sus a filtrului, prin spaţiul dintre carcasă şi capac. El curge mai întîi în sens descendent, pînă deasupra băii de ulei, unde ecranul îi imprimă o schimbare bruscă de direcţie, particulele de praf mai mari fiind proiectate în baia de ulei. Totodată, aerul antrenează picături de ulei din baie, care umezesc elementul filtrant. Curentul de aer ascendent străbate elementul filtrant, în care sînt reţinute particulele de praf mai fine. Ieşind din elementul filtrant, aerul pătrunde în conducta de aspiraţie, în care poate antrena şi ulei din filtru. Cea mai mare parte din praf se separă şi se depune în baia de ulei, sub efectul forţelor de inerţie la schimbarea bruscă a direcţiei curentului de aer pe deasupra băii de ulei.

Gradul de separare a unui asemenea filtru depinde de viscozitatea uleiului şi de viteza curentului de aer. El poate atinge 98%. Filtrul se consideră epuizat dacă uleiul din baia filtrului conţine 1,5 g praf /l g ulei.

c. <u>Filtrul uscat.</u> Se disting următoarele variante: filtrul cu cicloane, filtrul cu elemente din pîslă, filtrul cu saci din pînză şi filtrul cu bandă rulantă din material filtrant uscat.

Filtrul cu cicloane separă particulele solide prin efecte inerţiale. De aceea, gradul de separare pe care îl realizează este mai ridicat dacă viteza aerului este mai mare. Separarea prafului fin necesită viteze excesive, care implică pierderi gazodinamice exagerate. Asemenea filtre sînt indicate numai pentru prefiltrare.

Scanned with OKEN Scanner

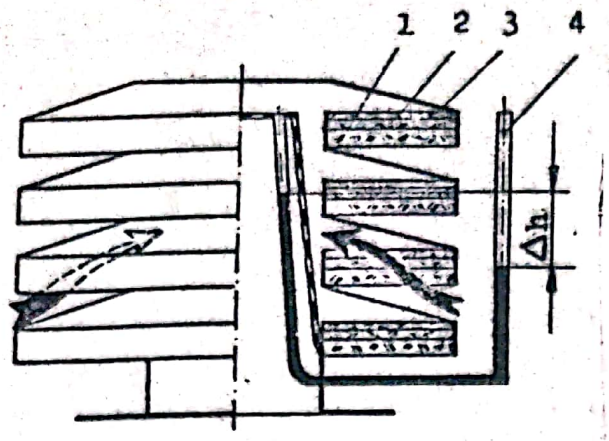


Fig.14.3

Filtrul, compus din mai multe filtre elementare dispuse în paralel şi realizate din inele de pîslă (fig.14.3), asigură filtrarea treptată. În stratul inferior 1 se produce filtrarea preliminară, continuată în stratul următor 2 şi încheiată prin filtrarea fină în stratul superior 3. Durata de utilizare a filtrului este mai mare, deoarece stratul de filtrare fină se încarcă mai greu. Filtrul este prevăzut cu un tub U cu lichid, 4, care indică rezistenţa gazodinamică. Asemenea filtre realizate din pîslă foarte fină reţin particule de praf sub 1 μm.

Filtrul cu saci de pînză (fig.14.4) se caracterizează prin aceea că viteza aerului prin pînza de filtrare nu depăşeşte o,o2 m/s. Pentru curăţire sacii se scutură sau se suflă cu aer în sens invers. Pe fig.14.4 se disting: 1 - camera de aer atmosferic; 2 - camera de aer filtrat; 3 - racordul de aspiraţie din filtru; 4 - filtrul preliminar; 5 - sacul de pînză; 6 - capacul de acces la sacii de pînză; 7 - apărătoarea de ploaie; 8 - carcasa.

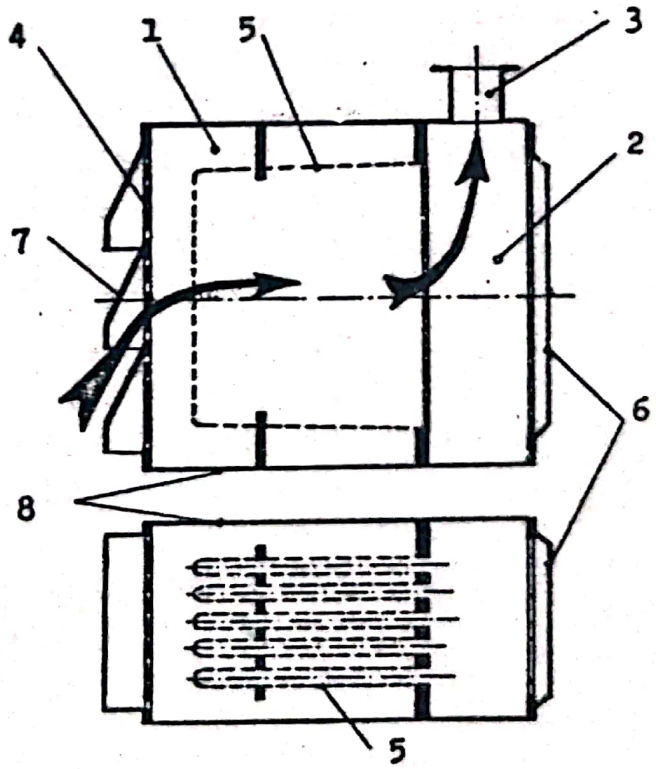


Fig.14.4

Filtrul cu element filtrant din hîrtie asigură un grad de separare de 99%, reţinînd particulele mai mari de 1 μm, cu o pierdere de presiune de cca 1 mbar.

Hîrtia de filtru este o hîrtie poroasă specială, fabricată din bumbac pur.

Filtrele cu bandă rulantă din material filtrant uscat au un grad de separare de 99%, reţin particulele de praf mai mari de 1 μm şi

introduc o rezistenţă gazodinamică de 2,o....2,5 mbar.

d. Filtrul electric (electrostatic)

Acest filtru separă particulele solide cu ajutorul unui cîmp electrostatic, format între un electrod negativ (de ionizare) cu arie mică (sîrmă sau plasă metalică) şi un electrod pozitiv (de precipitare) cu arie mare (cilindru, tablă ondulată). Ionii negativi formaţi prin ionizarea gazului în vecinătatea electrodului de ionizare se fixează pe particulele de praf şi, sub acţiunea cîmpului electric, le dirijează spre electrodul pozitiv, unde se depun şi se pot îndepărta prin scuturare. Filtrul reţine orice fel de praf, funingine şi aerosoli. Viteza aerului fiind de cca 1,5 m/s, rezistenţa filtrului este de max. o,35 mbar. Consumul de energie electrică este neînsemnat. Aceste filtre sînt deosebit de avantajoase, dar necesită investiţii mai mari şi nu pot fi utilizate în medii explozive.

14.1.5. Epuratorul

Gazele agresive (SO_2, SO_3, NH_3, CO_2) conţinute în aerul aspirat de compresor ajung în răcitoare şi în alte zone ale instalaţiei, în care, împreună cu condensatul formează acizi şi produc coroziune. Fenomenul poate fi evitat prin exploatarea instalaţiei la temperaturi peste punctul de rouă, în zonele predispuse spre condensarea vaporilor de apă. Funcţionarea în asemenea condiţii nefiind economică se recurge la utilizarea unor răcitoare din oţel inoxidabil, care sînt însă scumpe. Soluţia cea mai convenabilă constă în spălarea cu apă a aerului care conţine gaze agresive. In acest scop, aerul trece printr-o cameră de spălare şi apoi, prin separatoare de picături. Apa de spălare se recirculă în proporţie de 8o%, iar restul se completează cu apă proaspătă, pentru acoperirea pierderilor prin evaporare şi pentru prevenirea saturaţiei apei cu gaze agresive. Consumul de apă este de cca o,3 m^3 la lo.ooo m^3/h de aer aspirat. Iarna, cînd este pericol de îngheţ, sistemul de spălare se suspendă şi se introduce un sistem de filtrare mecanică preliminară.

Pentru a evita condensarea vaporilor din aerul umed după oprirea compresoarelor, care ar avea de asemenea efecte corozive, este necesar ca cilindrii de comprimare să fie suflaţi cu aer uscat.

Scanned with OKEN Scanner

14.1.6. Separatorul de apă şi de ulei

Aerul refulat din compresor conţine umiditate, ulei şi particule de rugină. In funcţie de utilizare, aerul comprimat trebuie să aibă o anumită puritate. Indepărtarea preliminară a impurităţilor se realizează în separatorul de apă şi de ulei, plasat după răcitorul final. Dacă este necesară, purificarea mai avansată se efectuează în imediata apropiere a consumatorului propriu-zis.

Separatorul plasat pe conducta de refulare din compresor reţine apa rezultată din condensarea vaporilor şi aproximativ 95% din uleiul de ungere a cilindrului antrenat de aerul comprimat. Separatoarele se bazează pe absorbţia cu cărbune activ sau pe îndepărtarea mecanică a picăturilor folosind efecte inerţionale (micşorarea bruscă a vitezei, schimbarea direcţiei, mărirea forţei centrifuge, producerea şocului). Premiza unei separări corespunzătoare a condensatului constă în răcirea aerului comprimat pînă la temperaturi la care presiunea vaporilor de apă este suficient de mică.

Separatorul prin centrifugare (fig.14.5) este prevăzut cu racordul de intrare 1, paletele directoare 2, conducta de imersiune 3, carcasa 4, placa bombată 5, racordul de ieşire 6 şi racordul de golire a condensatului 7.

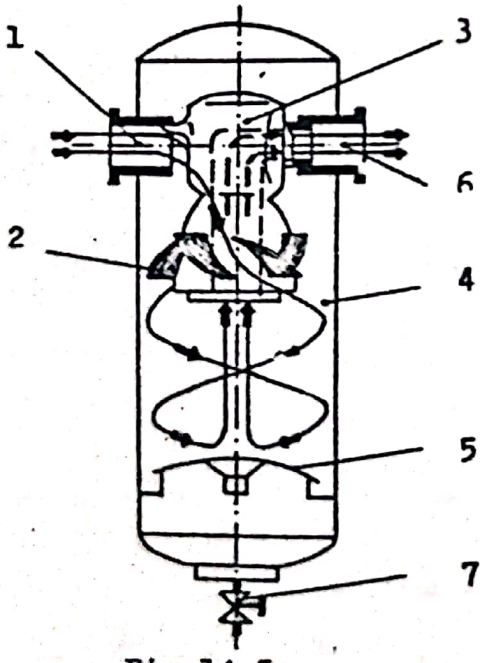


Fig.14.5

După ce intră prin racordul 1 gazul trece printre paletele 2, care îi imprimă o mişcare elicoidală descendentă sub formă de ciclon. Forţele centrifuge ale picăturilor de aer şi de ulei fiind mai mari decît ale gazului, le proiectează pe peretele carcasei 4. Lichidul se acumulează în partea inferioară a acesteia şi se elimină periodic prin racordul 7. Datorită efectului de aspiraţie care apare în centrul ciclonului din camera 4 gazul curge prin interiorul conductei 3 spre racordul de ieşire 6.

Placa bombată 5 previne antrenarea lichidului acumulat în partea inferioară a carcasei 4 de către curentul de gaz ascendent.

Pe baza principiilor menţionate există şi alte tipuri de separatoare. Dacă separatoarele obişnuite nu asigură puritatea impusă gazului la utilizare, se introduc dispozitive speciale de uscare a acestuia.

14.1.7. Rezervorul tampon

Rezervorul tampon îndeplineşte următoarele funcţiuni:

- acumulează surplusul de gaz comprimat în perioada în care consumul este redus şi îl transmite spre utilizare în perioada în care cerinţele de consum depăşesc debitul compresorului; în acest fel, împreună cu dispozitivul de reglare al compresorului, pune de acord producţia cu consumul de gaz comprimat;

- atenuează pulsaţiile de presiune produse de refularea intermitentă a gazului comprimat de compresor.

Capacitatea (volumul) rezervorului tampon depinde de următorii factori: productivitatea compresorului, procedeul de reglare a productivităţii, gradul de insensibilitate, frecvenţa conectărilor şi deconectărilor, raportul dintre debitul de gaz consumat şi debitul compresorului. Factorul principal de care depinde capacitatea rezervorului tampon este procedeul folosit pentru reglarea productivităţii.

Dacă se admite că frecvenţa conectărilor şi deconectărilor compresorului este $f_c = 15\ h^{-1}$, iar gradul de insensibilitate al regulatorului este $\Delta p = 1$ bar, capacitatea rezervorului tampon se determină astfel:

- pentru reglarea prin pornirea şi oprirea compresorului,

$$V_R = o,9.\ q' \qquad [m^3] \qquad (14.1o)$$

- pentru reglarea prin punerea compresorului în regim de mers în gol,

$$V_R = o,4.\ q' \qquad [m^3] \qquad (14.11)$$

Aici, q' reprezintă productivitatea compresorului exprimată în m^3/min.

Dacă în acelaşi rezervor tampon refulează mai multe compresoare, capacitatea acestuia se alege în funcţie de compresorul cu productivitatea cea mai ridicată considerat agregat de bază. La eşalonarea presiunilor de conectare a regulatoarelor compresoarelor cuplate la acelaşi rezervor tampon se

are în vedere ca: diferenţa dintre presiunile de conectare la două regulatoare consecutive să fie de minimum o,2 bar; diferenţa dintre presiunile de deconectare la două regulatoare consecutive să fie la limita maximă permisă de sensibilitatea acestora, adică de cca o,1 bar. Atunci cînd consumul de gaz este mai mare, sarcina compresorului de bază este completată de compresoarele de vîrf. Compresorul de bază se decuplează cînd presiunea în rezervorul tampon atinge valoarea cea mai ridicată, în timp ce compresoarele de vîrf se decuplează la presiuni inferioare. In fig. 14.6 se prezintă eşalonarea intervenţiei regulatoarelor pentru o staţie cu trei compresoare:

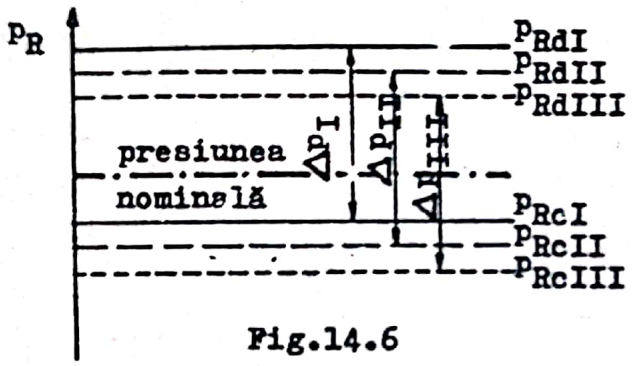


Fig.14.6

I-compresor de bază;

II,III - compresoare de vîrf.

In cazul compresoarelor mobile, rezervorul tampon îndeplineşte, îndeosebi, rolul de atenuator de pulsaţii. De aceea, el are dimensiuni reduse şi serveşte adesea ca şasiu pentru compresor.

Fiind un recipient sub presiune, rezervorul tampon se proiectează, se execută şi se montează în conformitate cu instrucţiunile C-4-73 ale Direcţiei Generale de Metrologie.

Materialele folosite sînt următoarele:

- table de oţel obişnuit (OL 34, OL 37, OL 42, OL K1, OL K2) pentru presiuni pînă la 16 bars;
- table din oţel carbon (OL 34, OL 37, OL 42 - calmat şi semicalmat) pentru presiuni pînă la 5o bars.

Rezervorul tampon poartă placă de timbru şi este dotat cu:

- manometru, clasa de precizie 1,5, prevăzut cu robinet de control cu trei căi; presiunea nominală se plasează în treimea mijlocie a scalei, fiind marcată cu o linie roşie;
- supapă de siguranţă, montată direct pe recipient, capabilă să asigure evacuarea gazului cînd presiunea depăşeşte cu lo...15% presiunea nominală;

Scanned with OKEN Scanner

- robinet de intrare a gazului, prevăzut cu supapă de reţinere şi cu supapă de siguranţă în amonte, pentru a se evita avariile la pornirea compresorului fără a se fi deschis în prealabil robinetul respectiv;

- robinet de ieşire a gazului;

- robinet de evacuare a condensatului acumulat în rezervor, plasat în punctul cel mai coborît al rezervorului.

Rezervorul tampon se plasează în exteriorul clădirii pentru a se asigura o mai bună separare a vaporilor de apă şi de ulei, precum şi pentru o mai mare siguranţă. El trebuie supus periodic la proba de presiune conform normativelor I.S.C.I.R.

14.1.8. Aparate de măsură şi de control. Dispozitive de protecţie

Pentru supravegherea parametrilor funcţionali principali se prevăd următoarele aparate de măsură:

- manometre pentru presiunile gazului din răcitoarele intermediare şi din rezervorul tampon;

- manometre pentru presiunea apei de alimentare a instalaţiei de răcire;

- manometre pentru presiunea din sistemul de ungere;

- termometre pentru temperaturile gazului la ieşirea din răcitoarele intermediare şi în conducta de refulare;

- tahometru pentru turaţia compresorului.

Pentru a preveni producerea unor anomalii în funcţionarea compresorului prin depăşirea limitelor normale de variaţie a parametrilor funcţionali se prevăd relee sensibile la:

- presiunile din răcitoare sau din rezervorul tampon;

- presiunea apei de răcire;

- tensiunea curelelor trapezoidale de antrenare a ventilatorului de răcire;

- presiunea uleiului de ungere;

- temperaturile gazului din răcitoarele intermediare şi din conducta de refulare.

In cazul depăşirii valorilor prescrise ale parametrilor de control, releele respective declanşează semnalizarea de avertizare optică şi acustică (hupe). Eventual, dacă nu se intervine oportun, releele opresc motorul de antrenare.

Pentru a preveni pericolele legate de creşterea excesivă a presiunilor în diferite puncte ale instalaţiei, precum şi pentru a evita pericolul de explozie sub acţiunea gazelor oxidante (oxigen, oxizi de azot) se prevăd supape de siguranţă

Scanned with OKEN Scanner

după fiecare treaptă de comprimare (la răcitoarele intermediare), la rezervorul tampon şi pe conducta de refulare, înaintea robinetului plasat în amontele rezervorului tampon. Supapele respective se deschid la presiuni cu 10...15 % mai mari decît valorile nominale în punctele respective.

Supapele de siguranţă pot fi:

- cu arc de apăsare a piesei de închidere şi cu dispozitiv de pretensionare;
- cu pîrghie şi cu greutăţi care apasă pe piesa de închidere.

Supapa cu arc este mai compactă. Supapa cu greutăţi se caracterizează prin aceea că din momentul în care începe să se deschidă presiunea din amontele ei practic nu mai creşte. In cazul supapei cu arc, din momentul în care supapa începe să se deschidă şi pînă în momentul în care s-a deschis complet, presiunea din amontele supapei poate să mai crească cu 10...15%, corespunzător creşterii forţei din arc.

In cazul gazelor explozive, toxice sau scumpe, supapele de siguranţă cuplează traseul de refulare cu conducta de aspiraţie în compresor.

Supapele de siguranţă sînt sigilate şi se controlează periodic.

14.1.9. Conductele de evacuare a condensatului

Condensatul apare îndeosebi în cazul gazelor umede, în zonele în care se coboară sub punctul de rouă. Cantitatea de lichid care se depune creşte odată cu presiunea, deoarece se ridică punctul de rouă. Condensatul produce coroziuni la compresor (îndeosebi în răcitoarele intermediare şi finale) şi la consumator. De aceea, se impune prevederea unei instalaţii de evacuare continuă a condensatului, care conţine nu numai umiditatea din gaz, ci şi uleiul din cilindru antrenat de gaz şi depus parţial pe traseul de refulare. Canalele şi conductele de prelevare a condensatului sînt astfel dispuse, încît acesta să fie antrenat de gaz în sensul lui de curgere. Conductele respective se cuplează la oale de condensat, plasate în punctele cele mai joase. Oalele respective acumulează continuu condensatul şi se golesc la intervale de timp determinate.

In fig.14.7 se prezintă schema unui răcitor final prevăzut cu separator de apă şi de ulei, precum şi cu oală de condensat. Se disting: 1 - răcitorul final; 2 - separatorul de apă şi de ulei; 3 - oala de condensat; 4 - conducta de scurgere a conden-

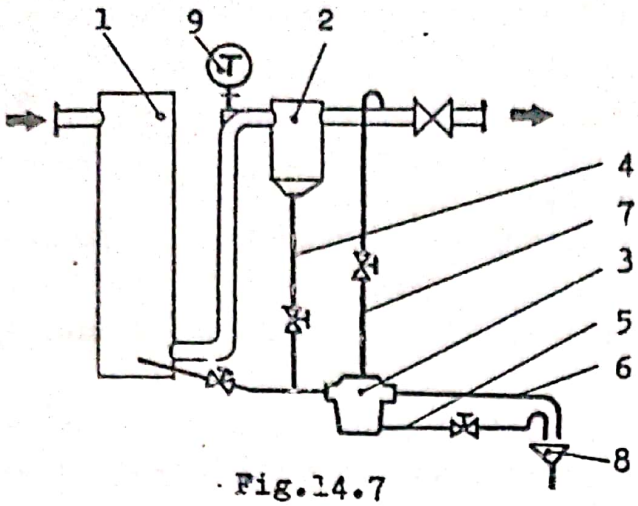


Fig.14.7

satului; 5 - conducta de evacuare a nămolului; 6 - conducta de scurgere a condensatului la canal; 7 - conducta de egalizare a presiunilor; 8 - pîlnia colectoare; 9 - termometrul.

14.2. Sala compresoarelor

Sala compresoarelor trebuie să fie curată, lipsită de praf, uscată, ferită de îngheţ şi bine aerisită. Aceste condiţii sînt absolut obligatorii, îndeosebi, în cazul compresoarelor care aspiră din incintă.

Energia furnizată motorului compresorului se transformă în căldură care, în cea mai mare parte, se evacuează cu gazul comprimat care părăseşte încăperea şi cu apa de răcire a agregatului, iar restul se degajează în încăpere şi trebuie, de asemenea, eliminată.

Debitul de căldură ce se evacuează cu gazul comprimat este

$$\dot{Q}_g = Q_m \cdot c_p \cdot (t_e - t_o) \quad [W] \qquad (14.12)$$

unde: Q_m este debitul masic de gaz refulat;

c_p - căldura specifică la presiune constantă considerată ca valoare medie în intervalul de temperaturi de la temperatura din secţiunea de aspiraţie, t_o pînă la temperatura gazului la ieşirea din sală, t_e.

Debitul de căldură ce se evacuează cu apa de răcire este

$$\dot{Q}_a = Q_{m\ apă} \cdot c_{p\ apă} \cdot (t_{apă\ e} - t_{apă\ i}) \quad [W] \qquad (14.13)$$

unde:

$Q_{m\ apă}$ este debitul masic de apă de răcire;

$c_{p\ apă}$ - căldura specifică a apei;

$t_{apă\ i}$, $t_{apă\ e}$ - temperaturile apei la intrarea şi la ieşirea din instalaţia de răcire.

Deci, debitul de căldură ce se degajează în incintă va fi:

$$\dot{Q}_o = P_E - \dot{Q}_g - \dot{Q}_a \quad [W] \qquad (14.14)$$

unde P_E este puterea electrică absorbită de motorul de antrenare de la reţea.

Scanned with OKEN Scanner

Se observă că în cazul compresoarelor răcite cu aer din sală debitul de căldură ce se degajează în interiorul acesteia va fi:

$$\dot{Q}_o = P_E - \dot{Q}_g \quad [W] \qquad (14.15)$$

Pentru evacuarea căldurii ce se degajează în sala compresoarelor este necesar ca dimensiunile acesteia să fie alese în concordanţă cu puterea totală instalată. De asemenea, trebuie prevăzute deschideri spre exterior, prin care să se asigure o circulaţie continuă a aerului prin încăpere , astfel încît să se excludă recircularea acestuia (fig.14.8).

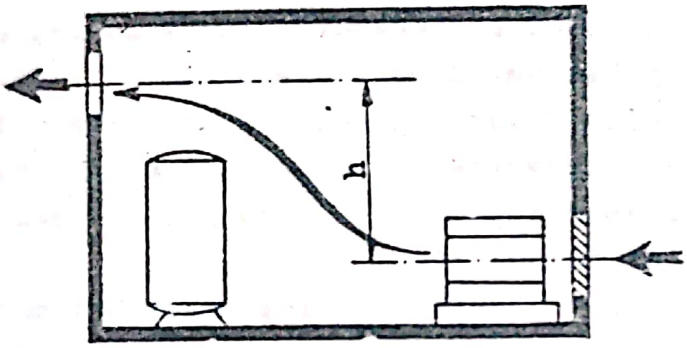


Fig.14.8

In tabelul 14.1 se prezintă debitul de aer necesar pentru evacuarea căldurii din sala compresoarelor în funcţie de puterea instalată a acestora, pentru o încălzire a aerului cu $10^{o}C$.

Tabelul 14.1

Puterea instalată a motorului, P_E, în kW	Debitul de aer de răcire, Q_v, în m^3/h
7,5	1300... 2.200
13,0	2.300.. 3.500
17,0	4.950.. 5.500
22,0	6.050.. 6.650
30,0	8.600.. 9.200
40,0	10.750... 11.400

Aria ferestrei de intrare a aerului trebuie să fie mai mare decît secţiunea ventilatorului cu cca 10...20%, iar aria ferestrei de ieşire a aerului se alege în funcţie de debitul de aer şi de distanţa pe verticală dintre cele două ferestre, h (fig.14.8). Se observă că, cu cît cota h este mai mare, acelaşi debit de aer rece se asigură cu o fereastră de ieşire de dimensiuni mai mici.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă fereastra de ieşire a aerului nu are dimensiunile corespunzătoare se prevăd exhaustoare, care trebuie să asigure o ventilare cu minimum 2c de schimburi pe oră.

Pentru a evita pericolul de îngheţ, în cazul compresoarelor răcite cu apă temperatura sălii nu trebuie să coboare sub +5°C. De aceea, se prevede o încălzire de gardă.

14.3. Montarea compresoarelor

Modul de montare a compresorului depinde de soluţia constructivă şi de dimensiunile acestuia. Se disting:

- agregatul format prin asamblarea compresorului cu motorul prin intermediul unor flanşe şi rezemarea acestuia pe trei suporţi elastici din cauciuc; legătura dintre compresor şi motor este rigidă şi presupune o centrare bună;

- agregatul format prin fixarea grupului compresor-motor pe rezervorul tampon, care serveşte ca suport şi ca element de rigidizare ; compresorul este cuplat direct cu motorul sau este antrenat prin curele de transmisie;

- agregatul format prin fixarea grupului compresor-motor pe o placă de bază sau pe un cadru realizat din ţevi, care se reazemă pe suporţi din cauciuc; montajul oferă libertate de oscilaţie;

- agregatul format prin fixarea grupului compresor-motor pe un soclu de beton, care se aşează pe fundaţie prin intermediul unor suporţi de cauciuc; montajul oferă libertate de oscilaţie;

- agregatul format prin aşezarea grupului compresor-motor pe o fundaţie masivă de beton, transmisia puterii de la motor la compresor fiind realizată prin cuplare directă sau prin curele de transmisie; montajul este fix (nu oferă libertate de oscilaţie).

Montajul cu libertate de oscilaţie oferă următoarele avantaje: amovibilitate, libertate mai mare în alegerea amplasamentului şi mers liniştit (forţele perturbatoare nu se transmit fundaţiei sau mediului ambiant). Conductele de aspiraţie şi de refulare se racordează la compresor prin intermediul unor manşoane elastice.

Montajul fix nu oferă libertate de oscilaţie, dar este mai simplu. Conductele de aspiraţie şi de refulare se cuplează la compresor prin sudare sau cu flanşe (cuplare rigidă). Fundaţia trebuie să fie masivă şi solidă, pentru a prelua forţele perturbatoare.

Scanned with OKEN Scanner

Montarea pe rezervorul tampon se utilizează în cazul agregatelor mici, mobile sau uşor transportabile. In acest caz nu este necesară fundaţia.

14.4. Combaterea vibraţiilor

Forţele produse de presiunea gazului din cilindru şi de inerţia mecanismului motor, precum şi momentele forţelor respective generează vibraţii ale agregatului, care se transmit la suportul sau la fundaţia acestuia.

14.4.1. Forţele şi momentele forţelor din mecanismul motor

Forţa produsă de presiunea gazelor din cilindrul unui compresor cu piston plonjor este:

$$F_p = A_p \cdot (p - p_o) \qquad (14.16)$$

Aici, p_o este presiunea din carterul compresorului.

Forţa de frecare produsă în mişcarea de translaţie a pistonului în cilindru are valoarea medie

$$F_{f_{t\ med}} = - \frac{P_{f_t}}{w_{p\ med}} \qquad (14.17)$$

Aici, P_{f_t}, este puterea consumată prin frecare în mişcarea de translaţie a pistonului, care poate fi estimată cu relaţia:

$$P_{f_t} = (o,6....o,7)\ P_m$$

unde:

$$P_m = \frac{1 - \eta_m}{\eta_m} P_i$$

Forţa datorită inerţiei maselor în mişcare de translaţie este:

$$F_{it} \approx - m_t \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \qquad (14.18)$$

unde:

m_t este masa pieselor în mişcare de translaţie, redusă la axul pistonului;

r - raza manivelei;

λ - raportul dintre raza manivelei, r, şi lungimea bielei, ℓ.

Perioada ei de variaţie este de 360°.

Forţa de inerţie F_{it} se descompune în:

- forţa de inerţie de ordinul I,

$$F_I = -m_t \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad ; \qquad (14.19)$$

- forţa de inerţie de ordinul II,

$$F_{II} = - \lambda . m_t . r . \omega^2 . \cos 2\varphi \qquad (14.20)$$

Forţa de inerţie a maselor în mişcare de rotaţie este

$$F_{ir} = - m_r . r . \omega^2 \qquad (14.21)$$

unde m_r este masa pieselor în mişcare de rotaţie, redusă la axa arborelui motor.

Rezultanta forţelor care acţionează pe axa cilindrului (fig.14.9) este

$$\vec{R_t} = \vec{F_p} + \vec{F_{it}} + \vec{F_{ft}} \qquad (14.22)$$

şi are perioada de variaţie egală cu 360°.

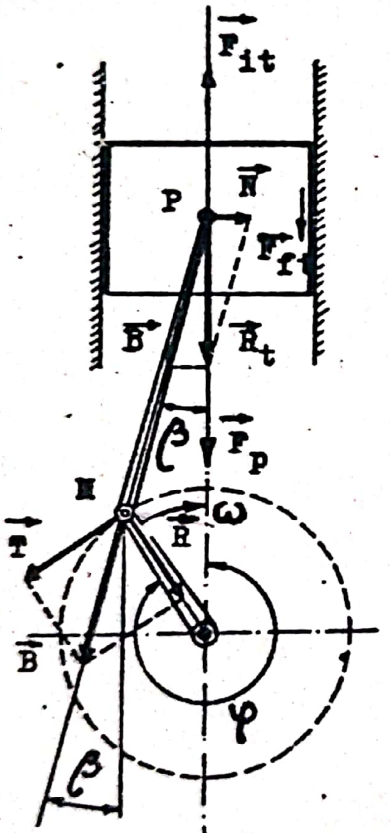


Fig.14.9

Componentele rezultantei $\vec{R_t}$ sînt următoarele:

- componenta din axa bielei,

$$B = \frac{R_t}{\cos\beta} ; \qquad (14.23)$$

- componenta normală pe axa cilindrului,

$$N = R_t . tg\,\beta \qquad (14.24)$$

Aici, β este unghiul format de bielă cu axa cilindrului şi se obţine din relaţia:

$$\beta = \arcsin(\lambda . \sin\varphi) \qquad (14.25)$$

Forţa din bielă $\vec{B}$ se descompune în:

- componenta pe axa manivelei,

$$R = B.\cos(\varphi+\beta) = R_t . \frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta} ; \qquad (14.26)$$

- componenta tangenţială la traiectoria butonului manivelei,

$$T = B.\sin(\varphi+\beta) = R_t . \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} \qquad (14.27)$$

Momentul rezistent va fi $\vec{M_r} = \vec{r} \times \vec{T}$, adică,

$$M_r = r.R_t . \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} \qquad (14.28)$$

şi are perioada de variaţie egală cu 360°.

Momentul basculant va fi $\vec{M}_b = \overrightarrow{OP} \times \vec{N}$ (fig.14.9), adică,

$$M_b = r.R_t.\ tg\ \beta\ (\cos\varphi + \frac{1}{\Lambda}.\cos\beta) \qquad (14.29)$$

şi are perioada de variaţie egală cu 360°.

Observaţie: Momentele M_r şi M_b sînt egale în modul şi au sensuri opuse.

Efectele forţelor şi momentelor forţelor din mecanismul motor în cazul unui compresor monocilindric sînt următoarele:

- forţa de presiune F_p aplicată pe piston se transmite la lagărele arborelui cotit; pe de altă parte, aceeaşi forţă F_p acţionează asupra chiulasei şi se transmite prin intermediul cilindrului la carterul compresorului; forţele F_p de pe piston şi de pe chiulasă solicită carterul sau şuruburile de asamblare a acestuia, precum şi lagărele paliere ale arborelui cotit;
- forţa de inerţie F_{it} neechilibrată provoacă trepidaţii în planul axului cilindrului;
- forţa de inerţie F_{ir} neechilibrată provoacă trepidaţii în planul de rotaţie al manivelei;
- forţa normală N provoacă uzura pe suprafeţele de contact dintre piston şi cilindru;
- forţa din bielă B solicită biela, fusul maneton şi lagărele paliere ale arborelui cotit;
- forţa rezultantă R_t solicită axul (boltul) pistonului şi locaşurile (bosajele) acestuia;
- momentul de basculare M_b solicită reazemele compresorului;
- momentul rezistent M_r solicită rezemele motorului; rezemele motorului sînt solicitate în sens opus sensului în care sînt solicitate reazemele compresorului de către momentul de basculare M_b; în ansamblu, placa pe care se fixează grupul motor-compresor este solicitată de momentele egale şi opuse, M_r şi M_b.

Efectele forţelor şi momentele forţelor din mecanismul motor în cazul unui compresor cu mai mulţi cilindri în linie:

- forţele de inerţie F_{it} neechilibrate provoacă trepidaţii în planul axelor cilindrilor;
- momentul rezultant $M_{it_{rez}}$ neechilibrat al forţelor de inerţie F_{it} reprezintă momentul de "galop" şi provoacă trepidaţii în planul care conţine axele cilindrilor;

- forţele de inerţie F_{ir} neechilibrate provoacă trepidaţii în planul de rotaţie a manivelei;

- momentul rezultant M_{ir} neechilibrat al forţelor de inerţie F_{ir} produce atît un moment de "galop", cît şi un moment de "şerpuire"; momentul de "şerpuire" produce trepidaţii în planul normal pe planul format de axele cilindrilor.

- momentele M_r şi M_b solicită reazemele grupului motor-compresor, precum şi placa de fixare a acestuia.

14.4.2. Echilibrarea forţelor şi momentelor forţelor - perturbatoare

a. Compresorul monocilindric

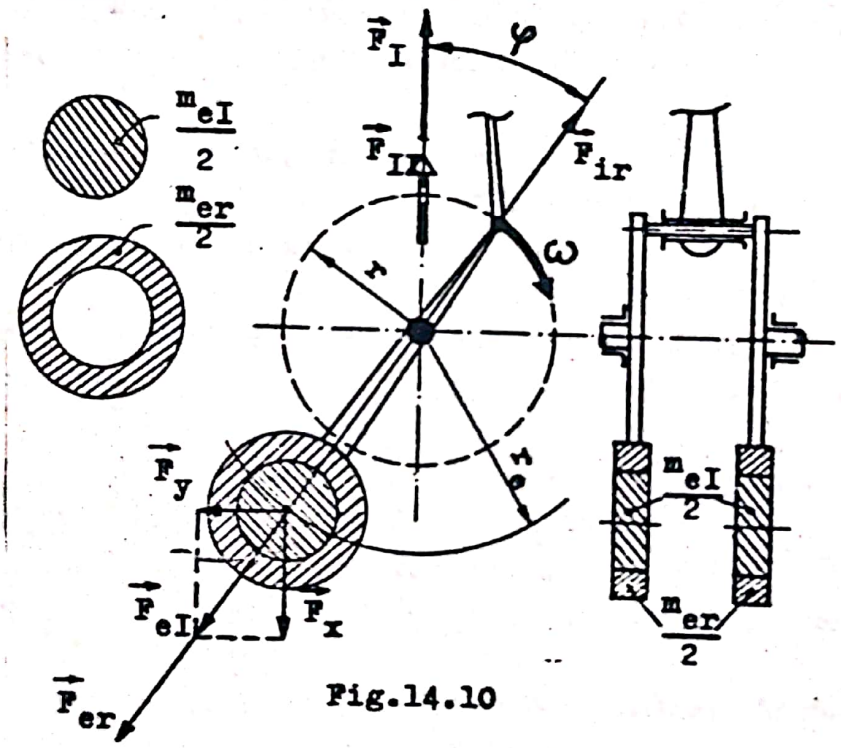


Fig.14.10

Forţele de inerţie se echilibrează parţial prin plasarea unor mase în prelungirea braţelor cotului arborelui motor (fig. 14.1o).

Forţa de inerţie de translaţie F_{it} rămîne, de fapt, neechilibrată. Prin plasarea maselor $m_{eI}/2$ se creează forţa $|F_{e_I}| = m_{e_I} \cdot r_e \cdot \omega^2$ (r_e fiind raza pînă la centrul de masă), ale cărei componente sînt:

$$|F_x| = m_{e_I} \cdot r_e \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \qquad (14.3o)$$

$$|F_y| = m_{e_I} \cdot r_e \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi \qquad (14.31)$$

Se observă că forţele $\overrightarrow{F_x}$ şi $\overrightarrow{F_I}$ acţionează pe axa cilindrului în sensuri opuse. Se impune:

$$|F_x| = K. |F_I| \qquad (14.32)$$

unde:

K = o,2o...o,5o - pentru compresoare orizontale;

K = o,15... o,2o - pentru compresoare verticale (numai în cazul arborelui aşezat pe rulmenţi).

Rezultă:

$$m_{e_I} = K. \frac{r}{r_e} .m_t \qquad (14.33)$$

Astfel, forţa F_I este parţial echilibrată, dar, apare o forţă F_y care acţionează perpendicular pe direcţia ei. Deci, de fapt, o fracţiune din forţa de inerţie care acţionează pe axa cilindrului este transferată în planul normal pe axa cilindrului. Ca urmare, trepidaţia din planul axei cilindrului se va atenua, dar, apare în schimb o trepidaţie în planul perpendicular pe axa cilindrului. Forţa de inerţie $\overrightarrow{F_{II}}$ rămîne neechilibrată.

Masele m_{er} /2 permit echilibrarea completă a forţei de inerţie F_{ir}, fiind determinate prin condiţia:

$$|F_{er}| = |F_{ir}| \qquad (14.34)$$

din care, rezultă:

$$m_{er} = \frac{r}{r_e} \cdot m_r \qquad (14.35)$$

b. <u>Compresorul bicilindric în linie cu decalajul manivelelor de 18o°</u>.

Ipoteză: razele celor două manivele şi masele pieselor mecanismului motor sînt identice. <u>Obs.</u>: Ipoteza este valabilă atît pentru compresorul cu o treaptă, cît şi pentru compresorul cu două trepte, la care, pistoanele au diametre diferite şi curse identice. Pistonul treptei întîia are pereţi mai subţiri, iar pistonul treptei a doua, din condiţia egalităţii maselor, are pereţi mai groşi, ceea ce este în concordanţă cu presiunile mai mari din treapta respectivă.

Se consideră schema din fig.14.11.

Forţele de inerţie de ordinul I ale celor doi cilindri se echilibrează reciproc, rezultanta lor fiind nulă,

$$h_I = 0 . \qquad (14.36)$$

Forţele de inerţie de ordinul II ale celor doi cilindri rămîn neechilibrate, iar rezultanta lor,

$$R_{II} = -2 . \lambda . m_t . r . \omega^2 . \cos 2\varphi , \qquad (14.37)$$

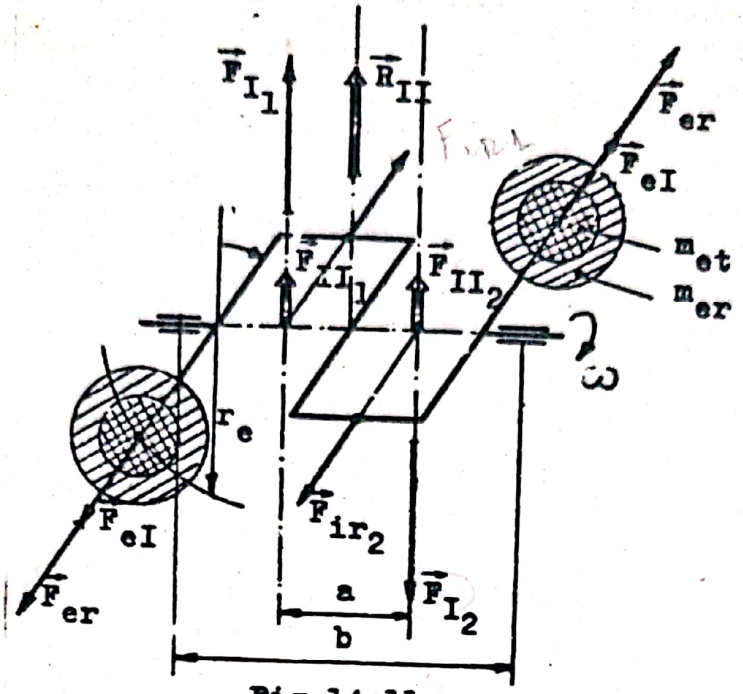


Fig.14.11

acţionează pe o axă paralelă cu axele cilindrilor şi trece prin mijlocul arborelui cotit.

Forţele de inerţie de rotaţie se echilibrează reciproc, rezultanta lor fiind nulă,

$$R_r = 0. \tag{14.38}$$

Momentul forţelor de inerţie de ordinul I,

$$M_I = a \cdot m_t \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \quad , \tag{14.39}$$

acţionează în planul format de axele cilindrilor, producînd un cuplu de "galop". Masele suplimentare m_{et} plasate în prelungirea braţelor extreme ale arborelui cotit nu pot echilibra complet momentul M_I, dar, permit transferarea parţială a acţiunii lui din planul axelor cilindrilor într-un plan perpendicular pe acesta. Momentul maselor m_{et} va fi:

$$\vec{M}_{e_I} = \vec{b} \times \vec{F}_{e_I} \tag{14.40}$$

unde:

$$|F_{e_I}| = m_{et} \cdot r_e \cdot \omega^2 \tag{14.41}$$

Se disting:

$$M_{e_x} = M_{e_I} \cdot \cos\varphi \tag{14.42}$$

$$M_{e_y} = M_{e_I} \cdot \sin\varphi \tag{14.43}$$

Se pune condiţia:

$$\left|M_{e_x}\right| = K_1 \cdot \left|M_I\right| \qquad (14.44)$$

unde $K_1 = 0,5$, adică, se transferă jumătate din momentul M_I în planul normal pe planul axelor cilindrilor, producînd un cuplu de "şerpuire". Masele corespunzătoare au valoarea:

$$m_{e_t} = K_1 \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{r_e} \cdot m_t \qquad (14.45)$$

Astfel, reducerea trepidaţiei în planul axelor cilindrilor se resimte prin apariţia unei trepidaţii într-un plan normal pe axele respective.

Momentul forţelor de inerţie de ordinul II este nul,

$$M_{II} = 0 \qquad (14.46)$$

Momentul forţelor de inerţie de rotaţie,

$$\vec{M}_{ir} = \vec{b} \times \vec{F}_{ir}, \qquad (14.47)$$

se echilibrează prin momentul creat de masele m_{er},

$$\vec{M}_{er} = \vec{b} \times \vec{F}_{er} \qquad (14.48)$$

Rezultă:

$$m_{er} = \frac{a}{b} \quad \frac{r}{r_e} \quad m_r \qquad (14.49)$$

c. <u>Compresorul bicilindric în V cu axele cilindrilor dispuse la 90°</u>

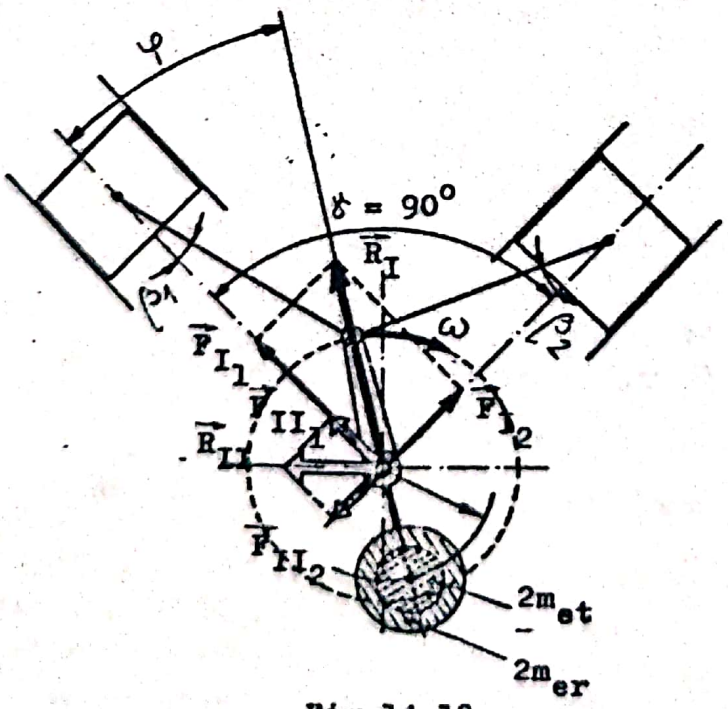


Fig.14.12

Ipoteză: masele pieselor mobile aferente celor doi cilindri sînt egale.

c.1. <u>Cazul mecanismului cu biele articulate</u> (fig.14.12)

Rezultanta forţelor de inerţie de ordinul I are modulul

$$R_I = m_t \cdot r \cdot \omega^2 \qquad (14.50)$$

şi este în fază cu manivela. Se echilibrează cu două mase suplimentare, plasate pe prelungirea braţelor cotului,

avînd fiecare valoarea:

$$m_{et} = o,5 \frac{r}{r_e} m_t \qquad (14.51)$$

Rezultanta forţelor de inerţie de ordinul II este

$$R_{II} = \sqrt{2}.\lambda.m_t.r.\omega^2.\cos 2\varphi \qquad (14.52)$$

şi produce trepidaţii în planul orizontal.

Rezultanta forţelor de inerţie F_{ir} are modulul

$$R_r = m_r'.r.\omega^2 \qquad (14.53)$$

unde m_r' reprezintă masele bielelor şi cotului arborelui repartizate la axa fusului maneton. Rezultanta R_r acţionează în fază cu manivela şi se echilibrează cu masele

$$m_{er} = o,5 \cdot \frac{r}{r_e} \cdot m_r' \qquad (14.54)$$

c.2. Cazul mecanismului cu biele alăturate(fig.14.13)

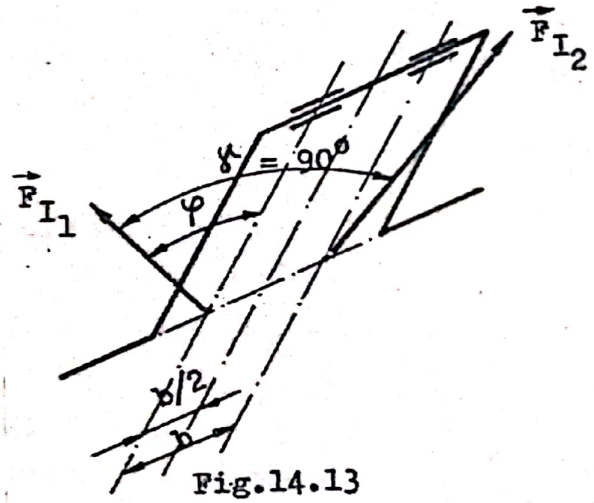


Fig.14.13

Axele cilindrilor se plasează în plane diferite la distanţa b.

Forţele de ordinul I dau rezultanta R_I care se echilibrează cu mase suplimentare, plasate în prelungirea braţelor cotului. Totodată, forţele respective produc momentele suplimentare:

$$\Delta M_{I_1} = \frac{b}{2} F_{I_1} = \frac{b}{2} m_t r \omega^2 \cos\varphi \qquad (14.55)$$

şi

$$\Delta M_{I_2} = \frac{b}{2} F_{I_2} = \frac{b}{2} m_t.r\,\omega^2 \sin\varphi \qquad (14.56)$$

Prin compunerea acestor momente rezultă:

$$|\Delta M_I| = \frac{b}{2} \cdot m_t.r.\omega^2 \qquad (14.57)$$

Momentul suplimentar rezultant ΔM_1 acţionează într-un plan care se roteşte cu viteza unghiulară ω, fiind perpendicular pe planul cotului şi conţinînd axa arborelui motor. Deoarece distanţa b dintre axele bielelor este relativ mică, momentul considerat are o valoare redusă.

Scanned with OKEN Scanner

d. Compresorul cu trei cilindri în linie

Se admite ipoteza de la pct.b. Manivelele arborelui cotit sînt decalate cu 120°. Rezultă:

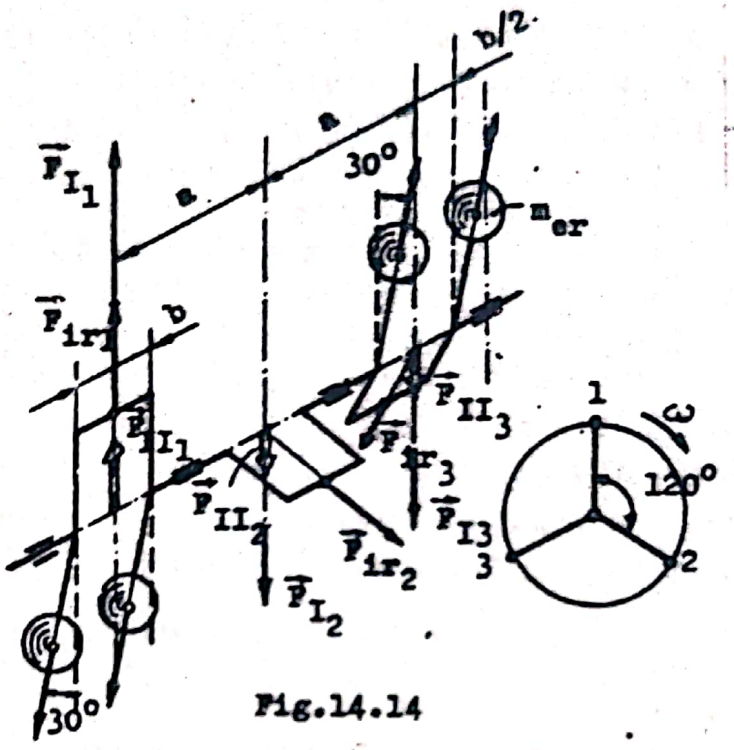


Fig.14.14

$$R_I = 0; \qquad (14.58)$$

$$R_{II} = 0; \qquad (14.59)$$

$$R_r = 0 \qquad (14.60)$$

Momentul forţelor de inerţie de ordinul I,

$$M_I = a\, m_t\, r\, \omega^2\, (1{,}5 \cos\varphi - 0{,}866 \sin\varphi) \qquad (14.61)$$

acţionează în planul axelor cilindrilor şi produce un cuplu de "galop".

Momentul forţelor de inerţie de ordinul II,

$$M_{II} = a\, \Lambda\, m_t\, r\, \omega^2\, (1{,}5 \cos 2\varphi + 0{,}866 \sin 2\varphi) \qquad (14.62)$$

produce un cuplu de "galop" cu amplitudinea mai mică, dar, cu frecvenţa de două ori mai mare decît frecvenţa momentului M_I.

Momentul forţelor de inerţie de rotaţie,

$$M_{ir} = \sqrt{3}\, .\, a.m_r.r\, .\, \omega^2, \qquad (14.63)$$

acţionează într-un plan rotitor, perpendicular pe planul cotului doi. Pentru echilibrarea lui se plasează în planul res-

pectiv patru sau două mase m_{er} la extremităţile arborelui cotit. Condiţia de echilibrare fiind $M_{er} = M_{ir}$, rezultă:

$$m_{er} = \frac{\sqrt{3}}{4} \cdot \frac{r}{r_e} \cdot m_r \qquad (14.64)$$

Momentul M_{ir} mai poate fi echilibrat prin plasarea unor mase adecvate în prelungirea braţelor fiecărui cot, care anulează forţele F_{ir} ale coturilor şi descarcă lagărele. Dar, arborele este mai complicat şi are o masă mai mare.

14.4.3. Uniformizarea mişcării arborelui cotit

Viteza unghiulară instantanee a arborelui cotit nu este constantă, deoarece momentul rezistent este variabil, iar mecanismul motor efectuează o mişcare plan-paralelă cu viteze variabile, în cadrul căreia face schimb de energie cinetică cu motorul de antrenare. Astfel, dacă momentul motor instantaneu M_m este mai mare decît momentul rezistent instantaneu M_r viteza unghiulară instantanee a arborelui motor se măreşte şi invers, dacă momentul motor instantaneu M_m este mai mic decît momentul rezistent instantaneu, M_r, viteza unghiulară instantanee a arborelui motor scade.

Uniformizarea vitezei unghiulare se realizează cu ajutorul unui volant plasat pe arborele cotit. Rolul de volant este preluat, uneori, de către cuplajul (cu diametru mărit) dintre compresor şi motor. Volantul preia diferenţele dintre momentele motor şi rezistent. Astfel, cînd $M_m > M_r$ volantul acumulează energie cinetică pe care o cedează în perioada cînd $M_m < M_r$.

Se are în vedere ecuaţia conservării energiei sub forma:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_m - M_r}{J} \qquad (14.65)$$

Aici, J reprezintă momentul de inerţie mecanic al tuturor maselor mecanismului motor, inclusiv volantul, redus la axa de rotaţie a arborelui cotit. Deci, viteza unghiulară va fi mai uniformă dacă momentul J va fi mai mare.

Energia cinetică a volantului şi a mecanismului motor pentru o rotaţie a arborelui cotit va fi:

$$E_c = J \cdot \delta \cdot \omega_{med}^2 \qquad (14.66)$$

unde:

δ este gradul de neuniformitate al vitezei unghiulare şi

ω_{med} - viteza unghiulară medie.

Scanned with OKEN Scanner

Valorile δ şi ω_{med} sînt definite prin relaţiile:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{med}} \qquad (14.67)$$

$$\omega_{med} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} = \frac{\pi n_o}{30} \qquad (14.68)$$

ω_{max} şi ω_{min} fiind valorile maxime şi minime ale vitezei unghiulare.

Volantul se dimensionează astfel încît momentul J să asigure următoarele valori pentru gradul de neuniformitate al vitezei unghiulare, δ, :

$\frac{1}{30} \cdots \frac{1}{40}$ pentru compresoare antrenate prin curele;

$\frac{1}{50} \cdots \frac{1}{100}$ pentru compresoare policilindrice;

$\frac{1}{80}$ pentru compresoare entrenate de motor electric asincron prin cuplaj elastic;

$\frac{1}{150} \cdots \frac{1}{300}$ pentru compresoare antrenate cu motor electric sincron.

14.4.4. Vibraţiile ansamblului agregat-fundaţie

Forţele şi momentele forţelor perturbatoare care apar în cadrul grupului compresor-motor se transmit prin reazeme la fundaţie. Principalele forţe şi momente sînt următoarele:

- rezultantele forţelor de inerţie neechilibrate âle maselor în mişcare rectilinie alternativă; acţionează în planul axelor cilindrilor şi, uneori, sînt deviate parţial într-un plan normal pe acesta; variază periodic şi au frecvenţa egală cu frecvenţa ciclică sau cu un multiplu par al acesteia;
- momentele forţelor de inerţie neechilibrate ale maselor în mişcare rectilinie alternativă; ele acţionează în planul axelor cilindrilor şi, uneori, sînt deviate parţial într-un plan normal pe acesta; variază periodic şi au frecvenţa egală cu frecvenţa ciclică sau cu un multiplu par al acesteia;
- momentul basculant rezultant; acţionează într-un plan normal pe axa arborelui motor; variază periodic avînd frecvenţa egală cu frecvenţa ciclică sau cu un multiplu întreg al acesteia;

Scanned with OKEN Scanner

- momentul motor; acţionează într-un plan normal pe axa arborelui motor; în cazul motoarelor electrice este constant, în timp ce în cazul motoarelor termice este variabil, avînd frecvenţa egală cu frecvenţa ciclică sau cu un multiplu întreg al acesteia.

Forţele şi momentele forţelor respective se repartizează pe două direcţii asupra şuruburilor de fixare a agregatului pe fundaţie, în funcţie de poziţia centrului de masă al acestuia.

In cazul agregatului format prin asamblarea rigidă, cu flanşe, a compresorului cu motorul, şuruburile de fixare preiau numai diferenţa dintre momentul motor şi momentul rezistent.

In cazul montajelor cu libertate de oscilaţie forţele şi momentele perturbatoare sînt mult diminuate prin mişcarea oscilatorie a agregatului. Ca urmare, reazemele recepţionează şi transmit plăcii de fundaţie forţe mult diminuate. Astfel, cu cît montajul este mai elastic (tampoanele de cauciuc sînt mai mari), forţele şi momentele transmise spre fundaţie sînt mai reduse. Dar, este necesar ca frecvenţa vibraţiilor plăcii de fundaţie să se deosebească suficient de mult de frecvenţa vibraţiilor întreţinute ale compresorului. De asemenea, este necesar ca amplitudinea vibraţiilor plăcii de fundaţie să nu fie prea mare, pentru a nu se îngreuna racordarea conductelor la agregat.

Intrucît frecvanţa vibraţiilor fundaţiei trebuie să fie mai mică decît frecvenţa vibraţiilor întreţinute, rezultă că cu cît tampoanele de cauciuc din reazeme vor fi mai elastice, sistemul se va îndepărta mai mult de rezonanţă.

Frecvenţa vibreţiilor întreţinute prin funcţionarea compresorului este

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n_o}{60} \quad [Hz] \qquad (14.69)$$

Frecvenţa vibraţiilor pe care le efectuează blocul de fundaţie împreună cu agregatul plasat pe el în cazul montajelor cu libertate de oscilaţie (suspensie elastică) se stabileşte cu relaţia aproximativă:

$$f_o = \frac{5}{\sqrt{\delta}} \quad [Hz] \qquad (14.70)$$

unde δ este deformarea specifică,

$$\nabla = \frac{p_s}{C_z} \qquad (14.71)$$

Aici, p_s este presiunea statică exercitată pe sol de blocul de fundaţie împreună cu agregatul;

C_z - coeficientul de compresiune elastică uniformă.

Valorile p_s şi C_z depind de rezistenţa terenului pe care plasează fundaţia:

p_s = ... 15...5o... $[N/cm^2]$

C_z = ... 3o...1oo... $[N/cm^2]$

Valorile superioare corespund terenurilor foarte tari.

Coeficientul C_z variază în funcţie de suprafaţa de susţinere a blocului de fundaţie. Această variaţie este importantă pentru suprafeţe avînd aria mai mică de 1o m^2, pentru care C_z se calculează cu relaţia:

$$C_z = C_{z\,1o} \cdot \sqrt{\frac{1o}{A_f}} \qquad (14.72)$$

unde:

$C_{z\,1o}$ este coeficientul de compresiune elastică uniformă corespunzător unei suprafeţe de susţinere a fundaţiei cu o arie mai mare de 1o m^2;

A_f - aria suprafeţei de susţinere a fundaţiei.

Apariţia fenomenului de rezonanţă se evidenţiază prin coeficientul dinamic al sistemului:

$$K = \frac{f_o}{f^2 - f_o^2} \qquad (14.73)$$

Dacă $f = f_o$, K devine maxim şi sistemul intră în rezonanţă.

Coeficientul dinamic K tinde către zero cînd frecvenţa vibraţiilor proprii f_o este mai mică decît frecvenţa vibraţiilor întreţinute f.

Condiţia de evitare a rezonanţei este satisfăcută atît pentru $f_o < f$, cît şi pentru $f_o > f$.

14.4.5. <u>Metode de reducere a frecvenţei proprii a fundaţiei</u>. Frecvenţa proprie a fundaţiei se reduce prin:

- mărirea greutăţii blocului de fundaţie;
- alegerea unui teren de fundaţie cu deformaţie specifică mare; valori admisibile pentru p_s: 5...1o N/cm^2 pentru teren umed; 2o...4o N/cm^2 pentru teren uscat; max 2oo N/cm^2 pentru teren stîncos;

Scanned with OKEN Scanner

- intercalarea unor elemente elastice între blocul de fundaţie şi sol.

Dacă agregatul se fixează pe fundaţie prin intermediul unor suporţi foarte elastici, mişcările sale oscilatorii sînt relativ mari şi racordarea conductelor la compresor trebuie realizată prin conducte flexibile.

Dacă frecvenţa vibraţiilor întreţinute este mai mică (cazul compresoarelor cu turaţie sub 500 rot/min), rezonanţa se evită prin micşorarea coeficientului dinamic K. In acest scop, trebuie să se mărească frecvenţa proprie a fundaţiei pe următoarele căi: realizarea unui bloc de fundaţie foarte rigid; micşorarea masei blocului de fundaţie; alegerea unui teren de fundaţie cu deformaţie specifică mică.

Dimensiunile blocului de fundaţie se determină în funcţie de următorii factori: construcţia şi dimensiunile compresorului (mărimea şi direcţia forţelor perturbatoare); coeficientul dinamic K; presiunea admisibilă a terenului p_s. Etapele principale sînt următoarele:

- stabilirea dimensiunilor fundaţiei astfel, încît, să rezulte $K' \leq 1$;
- verificarea presiunii rezultate pe sol sub acţiunea sarcinii statice produse de fundaţie şi de agregat; valoarea ei trebuie să fie mai mică decît presiunea admisibilă pe terenul de fundaţie;
- calculul sarcinii dinamice care se transmite solului sub acţiunea forţelor şi momentelor forţelor perturbatoare datorită forţelor de inerţie ale maselor în mişcare de translaţie.

Sarcina dinamică se calculează cu relaţia:

$$F_D = K(R_I + R_{II})_{max} \qquad (14.74)$$

şi variază periodic, luînd valori pozitive şi negative.

Amplitudinea vibraţiilor verticale ale fundaţiei împreună cu întregul agregat va fi:

$$a = \frac{\gamma \cdot F_D}{G} \qquad (14.75)$$

unde G este greutatea totală a ansamblului fundaţie - agregat.

Pentru ca amortizarea vibraţiilor să fie corectă este necesar ca amplitudinea vibraţiilor verticale să fie de o,1....o,3 mm.

Pentru evitarea rezonanţei prin micşorarea frecvenţei proprii f_o sub frecvenţa vibraţiilor întreţinute f, precum şi pentru amortizarea şocurilor în cazul în care oscilaţiile proprii sînt mai mari decît oscilaţiile întreţinute, între blocul de fundaţie şi sol se interpun elemente elastice, de ex., plăci de plută, tampoane de cauciuc sau arcuri elicoidale.

Pluta se comprimă volumic avînd modulul de elasticitate la compresiune $E = 500\ N/cm^2$ şi suportă o încărcare $\sigma = 15\ N/cm^2$. Deformarea specifică a unei plăci cu grosimea b este

$$\nabla = \frac{b\,\sigma}{E} \qquad (14.76)$$

Cauciucul nu se comprimă volumic, are modul de elasticitate transversală $G = 28...150\ N/cm^2$ şi modulul de elasticitate longitudinală $E > 3\,G$, iar încărcarea pe care o preia este $\sigma = 500...1.000\ N/cm^2$ (practic, se admite $\sigma = 50\ N/cm^2$, pentru a se lua în consideraţie fenomenul de îmbătrînire).

Arcurile se utilizează în cazul compresoarelor mici.

Elementele elastice plasate sub fundaţie îndeplinesc rolul de amortizor, deoarece diminuează vibraţiile transmise prin sol spre construcţiile învecinate.

14.5. Combaterea zgomotului

14.5.1. Surse de zgomot

Sursele principale de zgomot sînt următoarele: motorul de antrenare (îndeosebi, dacă este motor termic); supapele de aspiraţie şi de refulare (datorită şocurilor la aşezarea pe sediu şi pe limitator); circulaţia intermitentă (pulsatorie) şi turbionară a gazelor în regiunea supapelor, îndeosebi la aspiraţie; preluarea prin şoc a diferitelor jocuri din mecanismul motor la trecerea pistonului prin punctele moarte, precum şi datorită neuniformităţilor vitezei unghiulare a arborelui cotit (jocurile şi zgomotul respectiv se amplifică pe măsură ce compresorul se uzează).

Nivelul de zgomot depinde de mărimea compresorului sau compresoarelor care funcţionează în aceeaşi încăpere, precum şi de geometria, dimensiunile, materialalele şi modul de execuţie pentru elementele de construcţie ale acesteia (pereţi, uşi, ferestre, plafon).

La proiectarea compresoarelor şi la instalarea lor în săli se urmăreşte reducerea la minimum a zgomotului în funcţionare. Cu toate acestea, adesea, în sălile compresoarelor ni-

velul de tărie a zgomotului atinge cca 12o foni.

Obs.: Fonul reprezintă unitatea de măsură pentru nivelul de tărie a zgomotului corespunzător căreia nivelul presiunii sonore a sunetului cu frecvenţa de 1 kHz de acelaşi nivel cu el este egal cu 1 dB.

14.5.2. Metode de diminuare a zgomotelor

Pentru diminuarea zgomotului se au în vedere următoarele posibilităţi:

- reducerea zgomotelor la sursă;
- insonorizarea prin absorbţie, alegînd forma şi materialele corespunzătoare pentru construcţia sălii compresoarelor;
- amortizarea vibraţiilor;
- izolarea zgomotului prin elementele de construcţie.

a. Reducerea zgomotelor la sursă se realizează prin: utilizarea unor motoare electrice silenţioase; introducerea unor amortizoare de şoc la supape, precum şi a unor amortizoare (atenuatoare) de zgomot pe conductele de aspiraţie şi de refulare; limitarea jocurilor din mecanismul motor; echilibrarea dinamică a mecanismului motor şi uniformizarea mişcării lui de rotaţie; asigurarea în jocurile preluate prin şoc a unei pelicule de ulei cu capacitate de amortizare corespunzătoare; limitarea zgomotului întregului agregat prin prevederea unor capote izolate fonic.

b. Atenuarea zgomotului prin absorbţie sonoră vizează delimitarea şi izolarea sursei de ansamblu care generează zgomote. Pentru a se împiedica transmiterea zgomotelor mai departe, ele sînt mai întîi atenuate şi apoi reţinute în sala compresoarelor.

In sala compresoarelor undele sonore sînt reflectate de mai multe ori. De aceea, nivelul de zgomot produs de compresorul care funcţionează într-o încăpere este mai mare cu lo....15 dB decît în cazul cînd acelaşi compresor ar funcţiona în aer liber.

Pentru diminuarea undelor sonore incidente şi reflectate se măreşte absorbţia acustică a încăperii prin căptuşirea suprafeţelor ei interioare cu materiale care au un coeficient de absorbţie mai mare decît cel al pereţilor. Reducerea nivelului de zgomot se calculează cu relaţia:

$$\Delta L = lo \log \frac{A_1}{A_o} \quad [dB] \qquad (14.77)$$

unde:

A_1 este absorbţia încăperii căptuşite fonic;

A_o - absorbţia încăperii necăptuşite fonic.

Relaţia precedentă se poate utiliza sub forma:

$$\Delta L = 10 \log \frac{\alpha_1}{\alpha_o} \qquad (14.78)$$

Aici, α_1 este coeficientul de absorbţie sonoră al încăperii izolate fonic;

α_o - coeficientul de absorbţie sonoră al încăperii neizolate fonic.

In tabelul 14.2 se dau coeficienţii de absorbţie sonoră pentru diferite materiale la frecvenţa de 500 Hz.

Tabelul 14.2

Denumirea materialului	Coeficientul de absorbţie sonoră, α
Beton şi beton armat	0,015
Fereastră deschisă	1,0
Lemn	0,05...1,00
Microporos în fulgi	0,9
Pîslă tehnică cu grosimea de	
10 mm	0,3
25 mm	0,5
Placă de plută cu grosimea de 20 mm	0,1
Sticlă	0,02
Tablă de oţel	0,02
Tencuială de var	0,025...0,05
Vată minerală afînată	0,7

Coeficientul mediu de absorbţie sonoră pentru toate obiectele din încăpere se calculează cu relaţia:

$$\alpha_m = \frac{\sum_1^n \alpha_i \, S_i}{\sum_1^n S_i} \qquad (14.79)$$

unde S_i reprezintă aria obiectului i din încăpere.

Intr-o încăpere de producţie obişnuită, neizolată fonic, avînd suprafeţe interioare din beton, cărămidă şi sticlă, coeficientul mediu de absorbţie sonoră este α_m = 0,02...0,05.

Datorită reflexiilor repetate ale undelor sonore nivelul de zgomot dat de compresor în încăpere se ridică cu 15 dB peste nivelul de zgomot produs de acelaşi compresor în spaţiu deschis.

Dacă încăperea se izolează fonic (prin căptuşire cu materiale adecvate) şi coeficientul mediu de absorbţie sonoră devine $\alpha_m = 0{,}3$, creşterea nivelului de zgomot este de numai 5 dB. Deci, se realizează o reducere a nivelului de zgomot cu 10 dB. Mărirea în continuare a izolaţiei fonice şi a coeficientului de absorbţie sonoră nu este raţională, deoarece atenuarea suplimentară a zgomotului va fi de numai 2...3 dB.

c. <u>Amortizarea vibraţiilor</u> presupune echilibrarea dinamică a mecanismului motor, uniformizarea mişcării de rotaţie a acestuia, alegerea corectă a fundaţiei şi intercalarea unor amortizoare între fundaţie şi sol.

Vibraţiile agregatelor de comprimare se transmit prin fundaţie în sol şi se propagă sub formă de unde elastice spre elementele de construcţie învecinate. Dacă agregatul se plasează pe amortizoare, nivelul zgomotului transmis prin planşeul pe care este amplasat se reduce cu valoarea:

$$\Delta L = 20 \log \frac{1}{K} \quad [dB] \qquad (14.80)$$

d. <u>Izolarea zgomotului prin elementele de construcţie</u> vizează ca zgomotul produs de agregat să nu pătrundă în încăperile învecinate, în care, nivelul de zgomot admisibil este limitat.

Zidul sau carcasa care separă sursa de zgomot de încăperea liniştită învecinată trebuie să asigure o asemenea izolare fonică încît zgomotul transmis în încăperea respectivă să nu se evidenţieze pe fondul sonor obişnuit. In acest scop, nivelul de zgomot al sursei trebuie coborît cu cca 3...5 foni sub nivelul de zgomot admis sau existent în încăpere. Deci, pierderea de energie sonoră (indicele de reducere sonoră) la trecerea zgomotului prin perete trebuie să fie

$$R' = L - L_a + (3...5) \quad [dB] \qquad (14.81)$$

Aici, L este nivelul de zgomot al sursei;

L_a - nivelul de zgomot admis în încăperea vecină.

Capacitatea unui perete de a izola acustic se exprimă prin legea masei:

$$R = 18 \log m + 12 \log f - 25 \ [dB] \qquad (14.82)$$

în care:

m este masa pe unitatea de suprafaţă a peretelui simplu, în kg;

f - frecvenţa sunetului.

Se observă că pierderea de energie sonoră la trecerea zgomotului prin perete depinde mai mult de masa pe unitatea suprafaţă a acestuia şi mai puţin de calităţile lui elastice.

Mărirea capacităţii de izolare sonoră a unui perete de masă dată se realizează prin alcătuirea lui din mai multe straturi, între care se intercalează materiale poroase sau aer. Un perete din mai multe straturi care izolează la fel ca unul monolit este de 2...3 ori mai uşor. Deşi materialele poroase sînt slabe izolatoare fonice, introduse ca straturi intermediare în pereţi masivi contribuie sensibil la izolarea zgomotului.

In concluzie, pentru a se limita poluarea fonică a încăperilor vecine sălii compresoarelor este necesar ca sala respectivă să aibă o absorbţie sonoră mare, pereţii despărţitori faţă de încăperile vecine să aibă suprafeţe cît mai mici şi izolaţie sonoră mare, iar încăperile receptoare să fie izolate fonic (căptuşite).

14.6. Organizarea şi funcţionarea staţiei de aer comprimat

14.6.1. Instalaţia de aer comprimat

Se prezintă o instalaţie stabilă de aer comprimat echipată cu un compresor cu două trepte, antrenat de un motor electric (fig. 14.15).

Compresorul 1 este prevăzut cu răcitorul intermediar 2, iar asamblarea lui cu motorul electric 3 se realizează prin flanşe. Agregatul este aşezat elastic pe fundaţia 5, prin intermediul tampoanelor de cauciuc 4.

Circuitul de aer. Conducta de aspiraţie are intrarea 6 plasată în exteriorul sălii compresoarelor, într-un loc cu temperatura cea mai coborîtă, ferit de praf şi de ploaie. Pe conducta respectivă există atenuatorul de zgomot 7 şi filtrul cu saci de pînză 8. Cuplarea conductei de aspiraţie la compresor este realizată prin tubul flexibil de cauciuc 9. Conducta de refulare se cuplează la racordul de presiune al compresorului prin intermediul unei ţevi ondulate, flexibile, din

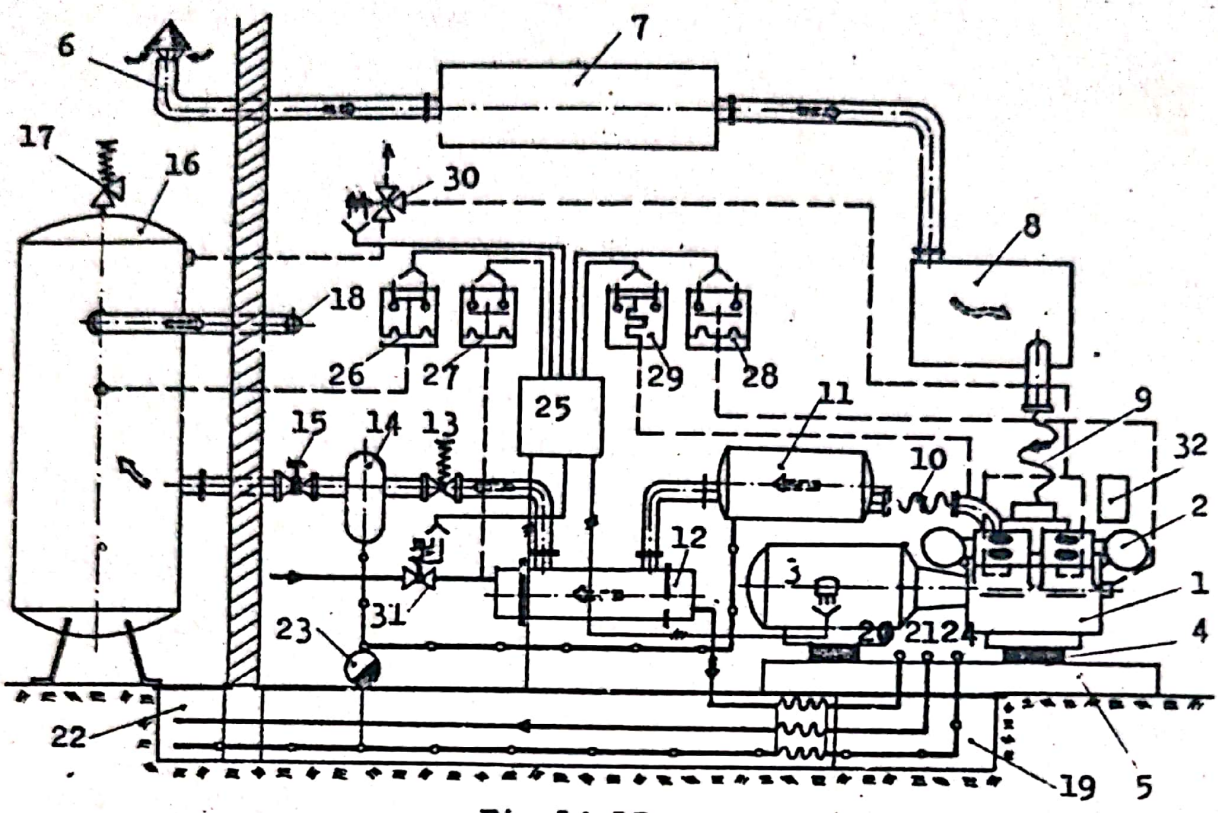


Fig.14.15

oţel, 1o. Aerul comprimat curge prin atenuatorul de zgomot 11, răcitorul final 12, supapa de reţinere 13, separatcrul de apă şi de ulei 14, robinetul de închidere 15 şi ajunge în rezervorul tampon 16, prevăzut cu supape de siguranţă 17, din care, aerul trece în conducta de distribuţie 18 spre utilizare.

Circuitul de apă de răcire. Conductele sînt plasate în canalul acoperit 19. Apa de răcire curge prin răcitorul final 12, din care, trece prin racordul 2o în răcitorul intermediar 2 şi apoi, în spaţiile de răcire ale cilindrului şi chiulasei. Apa din compresor curge prin racordul 21 spre canalul colector 22. Drenarea apei din atenuatorul de zgomot 11, răcitorul final 12 şi separatorul 14 se realizează prin oala de condensat 23, care este cuplată prin racordul 24 cu canalul colector 22.

Echipamentul electric. Motorul electric 3 este alimentat cu energie de la reţea prin tabloul 25, care conţine un contactor stea-triunghi, un releu şi un contactor pentru funcţionarea cu reglare prin porniri şi opriri sau prin menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie. La acelaşi tablou sînt conectate releele de presiune 26,27 şi 28 pentru aerul din rezervorul tampon, apa de răcire şi uleiul de ungere, precum şi releul de temperatură 29 pentru aerul din racordurile de refu-

lare. Regulatorul de debit 3o constă dintr-o supapă electromagnetică cu trei căi. Apa de răcire intră în circuitul compresorului prin ventilul electromagnetic 31. Aparatura de măsură este plasată pe tabloul de bord 32.

14.6.2. Funcţionarea instalaţiei de aer comprimat

Automatizarea instalaţiei de aer comprimat prezintă importanţă sub următoarele aspecte principale:

- reglarea optimă a debitului;
- protecţia instalaţiei pentru a se evita producerea defectelor şi accidentelor;
- funcţionarea economică.

Funcţionarea automată se exemplifică pe instalaţia prezentată în subcap.14.6.1 . (fig.14.15).

Instalaţia (fig.14.16) cuprinde compresorul cu două trepte 1, răcitorul intermediar 2, răcitorul final 3, rezervorul tampon 4 şi dispozitivele cu gheare 5 şi 6 prevăzute la supapele de aspiraţie ale celor două trepte. Compresorul este antrenat de motorul electric cu rotor în scurt circuit m (fig. 14.17).

La pornire compresorul se descarcă, iar motorul se alimentează prin contactoarele stea c3 şi triunghi c2 . Reglarea debitului se realizează prin procedeul bipoziţional. In acest scop se utilizează releul de presiune pl . (fig.14.16 şi 14.18),

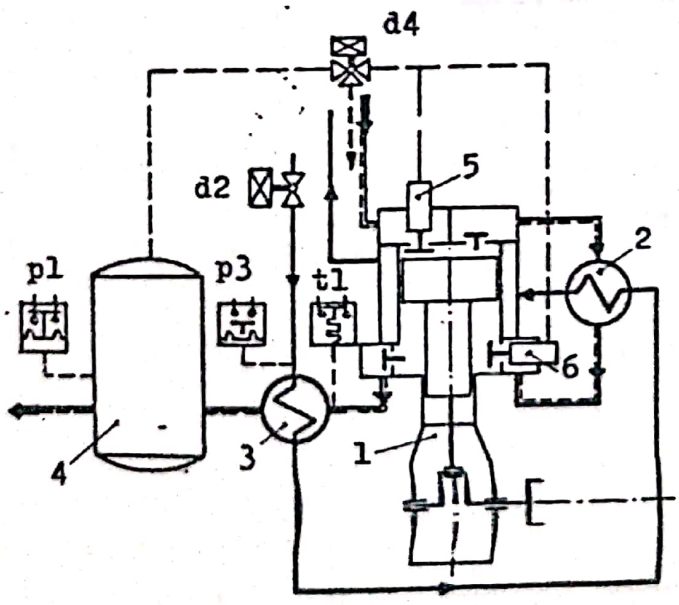


Fig.14.16

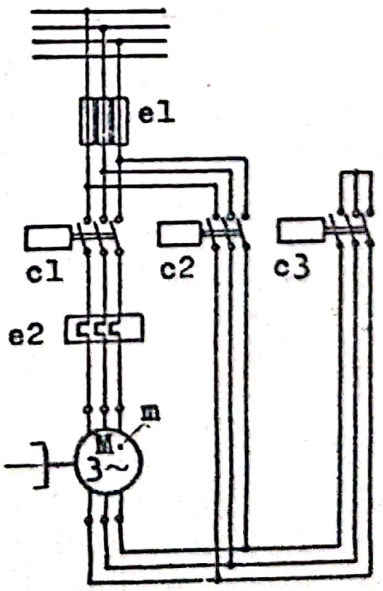


Fig.14.17

care cuplează debitul la presiunea p_{Rc} şi îl decuplează la presiunea p_{Rd}. Dacă se aplică metoda de reglare prin funcţionare intermitentă, releul de presiune comandă pornirea şi oprirea motorului electric. Dacă se aplică metoda de reglare prin menţinere deschisă a supapei de aspiraţie, releul de presiune comandă supapa electromagnetică cu trei căi d4 (fig.14.16), care pune cilindrii dispozitivelor cu gheare 5 şi 6 în comunicaţie cu rezervorul tampon 4 sau cu atmosfera. Presiunea admisibilă în rezervor este de la 3 pînă la 12 bars , iar domeniul de insensibilitate este $\Delta p \approx 0{,}1\ p_{Rc}$. Aparatura de control constă din releul de presiune p_2 pentru uleiul de ungere, releul de presiune p3 pentru apa de răcire şi releul de temperatură t_1 pentru gazul comprimat la ieşirea din racordul de refulare (fig.14.16 şi 14.18). Releele respective deconectează motorul m la presiuni sub 1,8 respectiv 1,2 bars şi la temperaturi peste 160°C.

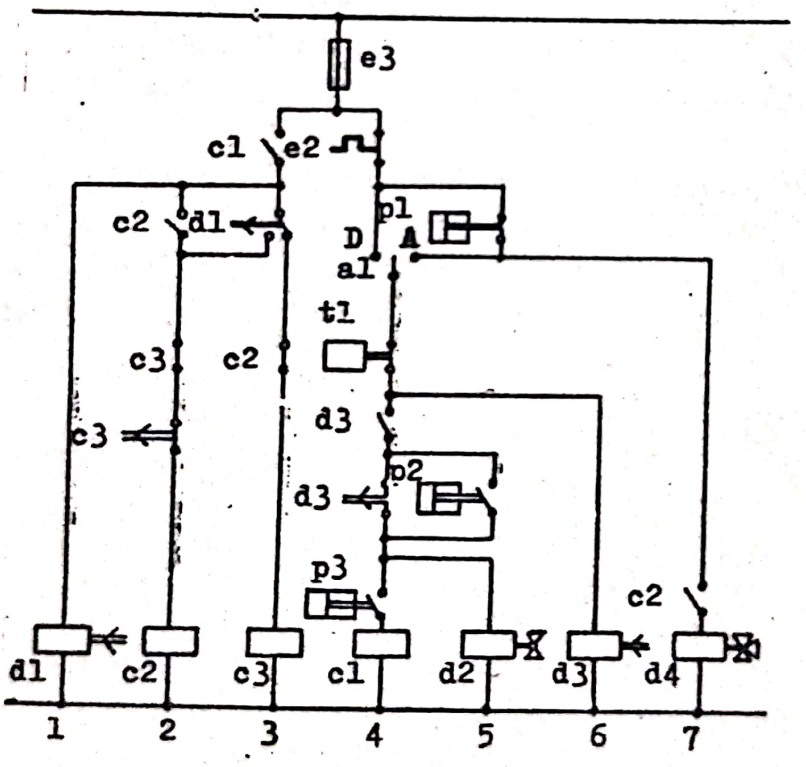


Fig.14.18

Pornirea (fig.14.17 şi 14.18). Prin trecerea întrerupătorului a1. (circuitul nr. 4) în poziţia A sau D se alege metoda de reglare a debitului (în poziţia A - prin porniri şi opriri; în poziţia D - prin menţinerea deschisă a supapei de aspiraţie) şi se pune sub tensiune releul auxiliar d3 (nr.6). Acest releu închide întrerupătorul d3 (nr.4) şi excită bobina ventilului electromagnetic d2 (nr.5), care deschide

circuitul apei de răcire. Presiunea apei de răcire creşte şi comandă releul de presiune al contactorului p3 (nr.4) Contactorul c1 (nr.4) închide întrerupătorul principal c1 (fig. 14.17) şi contactorul c1 (nr.3), care pune sub tensiune releul de timp d_1 (nr.1) şi întrerupătorul stea c3 (nr.3).

Declanşatorul c3 (nr.2) se deschide şi întrerupătorul stea c3 (fig.14.17) se închide. După trecerea timpului de întîrziere adecvat lansării agregatului motor-compresor, releul d1 (nr.1) schimbă poziţia comutatorului d1(nr.3) şi întrerupătorul stea c3 (nr.3) se deschide . Deci, contactorul stea c3 (fig.14.17) se deschide şi declanşatorul c3 (nr.2) se închide. Întrerupătorul triunghi c2 (nr.2) atrage armătura, iar contactorul triunghi c2 (fig.14.17) se închide. Declanşatorul c2 (nr.3) se deschide, iar întrerupătorul c2 (nr.2 şi nr.7) se închide. Bobina d4 (nr.7) este pusă sub tensiune, iar supapa cu trei căi descarcă cilindrii dispozitivelor de execuţie 5 şi 6, care pînă acum erau cuplaţi cu rezervorul tampon 4 (fig.14.16). Din acest moment compresorul 1 începe să refuleze. Declanşatorul cu întîrziere d3 (nr.4) se deschide după cca 3 s, care reprezintă un interval de timp suficient pentru a se atinge presiunea de ungere necesară mecanismului motor. Releul de presiune pentru presiunea uleiului p2 (nr.5) poate ulterior să oprească motorul dacă presiunea uleiului de ungere scade.

Oprirea (fig.14.18). Se produce prin deconectarea întrerupătorului al, precum şi prin intervenţia releelor de presiune şi de temperatură p1, p2 şi t1. Contactele se deschid, iar întrerupătorul revine în poziţia iniţială.

Reglarea prin porniri şi opriri(funcţionare intermitentă) (fig.14.18). Intrerupătorul al este în poziţia A. Curentul necesar pentru releul de pornire d3 trece prin releul de presiune p1, care cuplează sau decuplează motorul. Fazele de cuplare şi de decuplare decurg la fel ca fazele de pornire şi de oprire menţionate anterior.

Reglarea prin menţinerea deschisă a supapelor de aspiraţie (fig.14.18). Intrerupătorul al este în poziţia D. Curentul de la reţea este aplicat direct pe releul d3. Deoarece întrerupătorul c2 (nr.7) este închis în timp ce motorul funcţionează, releul de presiune p1 comandă numai curentul pentru bobina ventilului electromagnetic cu trei căi d4. Ventilul respectiv cuplează cilindrii dispozitivelor 5 şi 6 cu rezervorul

4 sau cu atmosfera.

Alegerea modului de reglare. Reglarea prin porniri şi opriri este recomandată numai pentru frecvenţe de cuplare sub 3o h^{-1}, pentru a se evita uzura excesivă a contactelor. In schimb, procedeul asigură economia maximă de energie, deoarece, în faza de decuplare motorul este oprit. Reglarea prin menţinerea deschisă a supapelor de aspiraţie, în timpul căreia sînt conectate numai releul de presiune pl şi ventilul electromagnetic d4, permite frecvenţe de cuplare-decuplare pînă la 6o h^{-1}. Pentru alegerea metodei de reglare se pune, pe rînd, întrerupătorul al în poziţiile A şi D, şi se cronometrează timpii de conectare şi de deconectare.

14.7. Tratarea aerului comprimat

14.7.1. Utilizarea aerului comprimat

Aerul comprimat se utilizează ca agent de lucru pentru acţionări pneumatice, în transporturi pneumatice, în instalaţiile de reglare automată şi la pulverizarea vopselelor. Cerinţele principale impuse aerului comprimat depind de utilizarea lui şi se referă, în primul rînd, la absenţa prafului, uleiului şi apei. Adesea, consumatorii alimentaţi de la aceeaşi sursă de aer comprimat, necesită presiuni şi calităţi diferite ale acestuia. Astfel, în aerul destinat pentru acţionări pneumatice trebuie să existe ulei, în timp ce, în aerul utilizat pentru aparatura de reglare automată (aerul instrumental) nu trebuie să existe praf, ulei sau pericol de condensare a vaporilor de apă, deoarece s-ar putea înfunda orificiile, ajutajele şi interstiţiile din instalaţiile respective. In asemenea, cazuri, filtrul de la aspiraţie, răcitorul final şi separatorul obişnuit de apă şi de ulei nu dau satisfacţie.

14.7.2. Uscarea aerului comprimat

Prin uscarea aerului se urmăreşte îndepărtarea vaporilor de apă, care, prin condensare ar favoriza coroziunea şi depunerea de gheaţă, cu implicaţii nefavorabile în procesele tehnologice aferente.

a. Uscarea prin răcire

In acest scop se utilizează:

- răcitoarele finale, care asigură o micşorare a umidităţii absolute pînă la lo...3o g vapori de apă/m^3 aer;

- instalaţii frigorifice, în care, aerul deshidratat în prealabil în răcitorul final, ajunge la un conţinut de 5...6 g vapori de apă/ m^3; punctul de rouă coboară la cca 2°C, pentru presiunea atmosferică şi la -23°C, pentru o presiune de 7 bar.

b. Uscarea cu substanţe higroscopice şi adsorbante

Substanţele higroscopice neregenerabile pot fi:

- lichide (clorură de calciu, dietilen-ghicol, glicerină, clorură de litiu, acid fosforic), care asigură o umiditate relativă de 5...25%;

- solide (clorură de calciu, perclorat de magneziu, pentoxid de fosfor), care asigură un conţinut de apă de o,2 g /m^3 aer la 25°C.

Dintre substanţele adsorbante utilizate se menţionează: gelul de silice (Kieselgel); alumina activă (alugel); sitele monocelulare (silicaţi de aluminiu alcalini sau alcalino-pămîntoşi şi cristalini - naturali sau sintetici). Conţinutul de apă coboară la o,1...1,8 mg apă/ m^3 aer, iar punctul de rouă atinge -73°....-9o°C. Adsorbanţii se regenerează prin încălzire, folosind următoarele metode:

- regenerarea în rezervoare de expansiune, cu insuflare de aer cald, care, după ce preia vaporii de la adsorbant este expulzat în atmosferă;

- regenerarea sub presiunea reţelei de aer comprimat, folosind un curent de aer cald preluat din amonte de răcitorul final; după ce preia vaporii de la adsorbant, aerul este răcit, uscat şi reîntrodus în circuitul de aer comprimat.

Consumul de energie este aproximativ acelaşi în cazul ambelor metode.

Uscarea eficace oferă următoarele avantaje:

- micşorarea consumului de aer comprimat cu 5...lo% (dispare necesitatea drenării);

- asigură un punct de rouă de -25°C, la care, nu mai sînt necesare instalaţii de uscare individuale pentru aparatura de măsură şi de reglare automată;

- dispare consumul de energie pentru încălzirea separatoarelor de condensat în timpul iernii;

- se evită coroziunea interioară a conductelor şi depunerea de gheaţă în conducte, în ventile sau în motoare pneumatice.

Aerul uscat este eficient la transportul pneumatic al

materialelor pulverulente şi granulare.

Instalaţiile de uscare automatizate au un consum minim de energie şi se amortizează foarte repede.

c. Filtrarea aerului comprimat

Curăţirea aerului implică trei trepte de filtrare:

- filtrarea preliminară (la aspiraţie);
- filtrarea intermediară (înainte şi după uscare);
- filtrarea finală (la utilizare).

Filtrarea preliminară protejează compresorul eliminînd particulele mai mari de o,1 mm.

Filtrarea intermediară, înainte de uscare, protejează instalaţia de uscare, eliminînd impurităţile care depăşesc concentraţia de o,1 g/m^3 aer. Se utilizează cicloane separatoare, filtre cu plăci şi filtre cu saci. Eficienţa filtrelor cu plăci atinge o,o16 mg/m^3, dimensiunile particulelor maxime fiind de 1 μm.

Filtrarea intermediară, după uscare, reţine particulele de substanţă adsorbantă mai mari de 5 μm, antrenate de curentul de aer comprimat. Se utilizează elemente de filtrare tubulare ceramice sau din bronz sinterizat.

Filtrarea finală, puţin înainte de consumator, asigură protecţia acestuia împotriva impurităţilor antrenate de aer din reţeaua de alimentare. Filtrele finale trebuie să satisfacă următoarele cerinţe: curăţire uşoară; capacitate mare de filtrare; rezistenţă gazodinamică redusă. Se utilizează filtre inerţionale umede cu element filtrant din plasă de sîrmă fină (reţine particule mai mari de 4o μm) şi din metale sinterizate sau ceramice (reţine particule cuprinse între 5...7o μm). Elementul filtrant oferă suprafeţe de trecere de 2o...3o de ori mai mari decît aria secţiunii de trecere prin racord.

Filtrul final poate reţine condensatul, dar, nu reţine vaporii. De aceea, se montează cît mai aproape de consumator, pentru a se evita antrenarea unor noi impurităţi şi a condensatului.

O puritate excesivă a aerului este necesară la pompe de vid, la fabricarea şi ambalarea materialului fotografic, în vopsitorii speciale, la funcţionarea aparatelor de măsură, de reglare automată şi a elementelor logice pneumatice, în industria alimentară, în industria farmaceutică şi în aparatura medicală. In asemenea cazuri se utilizează filtre speciale cu

Scanned with OKEN Scanner

două sau trei elemente de filtrare înseriate; primul element efectuează filtrarea obişnuită, al doilea element efectuează filtrarea fină şi reţine ceaţa de ulei; al treilea element (din cărbune activ) reţine particulele cele mai fine de ulei şi hidrocarburile gazoase. Filtrele speciale reţin particule mai mici de 1 μm, şi reţin uleiul pînă la o proporţie masică de 1o ppm. Dacă se prevăd filtre speciale se pot folosi compresoare cu ungere obişnuită, ceea ce este mult mai avantajos. Compresoarele fără ungere sînt mai scumpe şi implică cheltuieli de exploatare mai mari.

14.7.3. Uleierea aerului comprimat

Uleierea aerului comprimat este necesară pentru ungerea aparaturii pneumatice cu scopul de a se micşora frecarea şi uzura, precum şi pentru protecţia anticorozivă a pieselor. Uleiul fin pulverizat în curentul de aer comprimat gresează pistoane, ventile şi diferite dispozitive. Debitul optim de ulei se stabileşte experimental (cca 4o...4oo mg ulei /1 m^3 aer). Uleiul utilizat trebuie să aibă anumite calităţi (să nu formeze răşini, să nu îmbătrînească, să nu spumeze şi să asigure protecţia împotriva coroziunii). Aceste calităţi sînt întrunite de uleiurile minerale uşoare, cu viscozitatea de 1o...3o cSt (o,1...o,3 mm^2/s) la temperatura de +5o°C. Dispozitivele de uleiere a aerului asigură pulverizarea uleiului cu ajutorul unui curent de aer care trece printr-un ejector, racordat la un rezervor de ulei. Uleiul din rezervor este aspirat datorită diferenţei de presiune statică şi, uneori, ascensiunea îi este înlesnită de un fitil din metal sinterizat. Debitul de ulei se reglează cu ajutorul unui ventil sau prin modificarea poziţiei fitilului. Dacă lungimea conductei pînă la consumator depăşeşte 3 m este necesar ca picăturile de ulei să fie cît mai fine (cu diametrul sub 2...4 μm), pentru a li se asigura sustentaţia pe traseul respectiv.

BIBLIOGRAFIE

1. CHERKASSKY, V.M., Pumps.Fans.Compressors. Mir Publishers, Moscow, 1980.
2. CERKASSKI, V.M., Nasosî. Ventileatorî. Kompressorî. Izd. "Energhiia", Moskva, 1977.
3. DUROV, V.S., RAHLILEVICI, Z.Z., CERNEAK, IA.S., Ekspluataţiia i remont kompressorov i nasosov. Spravocinoe posobie. Izd. "Himiia", Moskva, 1980.
4. FRENKEL, M.I., Kolbenverdichter.Theorie, konstruktion und Projektierung. VEB Verlag Technik, Berlin, 1969.
5. GOFLIN, A.P., SILOV, V.D. Sudovîe kompressornîe maşinî. Izd. "Sudostroenie", Leningrad, 1977.
6. KÜTTNER, K.-H., Kolbenmaschinen. B.G.Teubner, Stuttgart, 1967.
7. MATORIN, S.V., LISICIKIN, V.E., MELNIKOV, N.I., Ispîtanie kompressornîh maşin. Izd. "Maşinostroenie", Moskva, 1964.
8. NEVEIKIN, V.F., SAPOLKOV, IU.I., Ekspluataţiia i remont kompressorov, rabotaiuşcih bez smazki. Izd. "Himiia", Moskva, 1980.
9. PAPADACHE, I., Automatica aplicată. Editura tehnică, Bucureşti, 1965.
10. PLÖTNER, W., Technisches Handbuch Verdichter. VEB Verlag Technik, Berlin, 1966.
11. SĂVULESCU, TR.D., DRĂGHICI, N.N., Instalaţii pentru producerea şi distribuţia aerului comprimat. Editura tehnică, Bucureşti, 1977.
12. STAMATESCU, C., TAŞCĂ , D.GRIGORIU, M., Compresoare volumice. Editura tehnică, Bucureşti, 1965.
13. STRAHOVICI, K.I., FRENKEL' M.I., KONDRAKOV, I.K., RIS,V.P. Konpressornîe maşinî. Gostergizdat, Moskva, 1961.
14. ŞERSTIUK, A.N. Kompressorî. Gosenergoizdat, Moskva-Leningrad, 1959.
15. ZAHARENKO, S.E.,ANISIMOV, S.A.,DMITREVSKI, V.A.,KARPOV,G.V. FOTIN, B.S., Porşnevîe kompressorî. Maşghiz, Moskva - Leningrad, 1961.
16. ZUGRĂVEL, M., HOMUTESCU, C.-A., GIURCĂ, V., Motoare cu ardere internă. Cinematica şi dinamica. I. P. Iaşi, 1981 (Uz intern).

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINS

PREFATA. 3
INTRODUCERE. 5
1. Principiile de funcţionare a compresoarelor. . . . 5
2. Clasificarea compresoarelor. Caracteristici de funcţionare. 6
3. Avantajele şi dezavantajele compresoarelor 12
4. Domenii de utilizare a compresoarelor şi construcţia de compresoare în ţara noastră. 12

I. COMPRESOARE CU PISTON. 15
1. SCHEMA CONSTRUCTIVA SI FUNCTIONAREA COMPRESORULUI CU O TREAPTA. 15
1.1. Schema constructivă şi caracteristicile principale. 15
1.2. Funcţionarea. 15
1.3. Caracteristicile funcţionale principale . . . 17
1.4. Aspecte constructive complementare. 18
2. SCHEMA CONSTRUCTIVA SI FUNCTIONAREA COMPRESORULUI CU MAI MULTE TREPTE. 20
2.1. Necesitatea fragmentării procesului de comprimare în trepte. 20
2.2. Schema constructivă şi caracteristicile principale. 21
2.3. Funcţionarea. 21
2.4. Caracteristicile funcţionale principale . . . 23
2.5. Elemente constructive complementare 24
3. SCHEMA CONSTRUCTIVA SI FUNCTIONAREA DISTRIBUTIEI . 25
3.1. Rol. Clasificare. 25
3.2. Distribuţia prin supape independente. 25
3.3. Distribuţia prin ferestre şi supape independente. 27
4. CICLUL TEORETIC 30
4.1. Ciclul compresorului teoretic cu o treaptă (ciclul treptei teoretice de comprimare). . . 30
4.1.1. Ipoteze. 30
4.1.2. Mărimi caracteristice 30
4.1.3. Bilanţul energetic. 38

Scanned with OKEN Scanner

4.2. Ciclul compresorului teoretic cu mai multe trepte. 38
4.2.1. Ipoteze 38
4.2.2. Diagramele p-V , T-s şi e-s. 38
4.2.3. Raportul teoretic de comprimare al treptei (raţia de comprimare). 41
4.2.4. Corelaţia dintre cilindreile treptelor. . 43
4.2.5. Preluarea variaţiilor presiunii de la refulare. 44
4.2.6. Mărimile caracteristice 44
5. PROCESUL REAL DIN TREAPTA DE COMPRIMARE 51
5.1. Factori de influenţă constructivi şi funcţionali. 51
5.1.1. Spaţiul mort. 51
5.1.2. Presiunea de aspiraţie. 54
5.1.3. Presiunea de refulare. 56
5.1.4. Schimbul de căldură dintre gaz şi pereţii cilindrului de comprimare. 57
5.1.5. Energia internă a gazului rezidual. . . . 60
5.1.6. Condiţiile de etanşeitate. 60
5.2. Condiţiile reale de transformare a stării fizice a gazelor şi a vaporilor.. 61
5.2.1. Compresibilitatea gazelor reale. 61
5.2.2. Umiditatea gazului. 62
5.3. Diagrama indicată. 63
5.3.1. Parametrii indicaţi. 63
5.3.2. Influenţele unor factori constructivi şi funcţionali evidenţiate de diagrama indicată. 67
5.3.3. Diagnosticarea anomaliilor funcţionale. . 68
5.4. Debitul. 70
5.4.1. Condiţii de exprimare. 70
5.4.2. Pierderile volumice. 71
5.4.3. Coeficientul (general) de debit al compresorului. 71
5.4.4. Debitul efectiv (productivitatea). 74
5.5. Schimbul de energie. 76
5.5.1. Lucrul mecanic şi puterea. 76
5.5.2. Concluzii privind consumul de energie. . 80
5.6. Randamente. 82

Scanned with OKEN Scanner

5.6.1. Definiţii. 82
5.6.2. Randamentul izotermic. 83
6. COMPRIMAREA IN MAI MULTE TREPTE 89
6.1. Diagrama indicată. 89
6.2. Diagrama T-s. 89
6.3. Diagrama echivalentă. 90
6.4. Corecţii privind compresibilitatea reală a gazelor. 92
6.4.1. Coeficientul de reducere a debitului datorită spaţiului mort. 93
6.4.2. Lucrul mecanic. 93
6.5. Raportul intern de comprimare al treptelor. . . 95
6.6. Randamentul izotermic. 96
6.7. Puterea consumată. 98
6.8. Aspecte funcţionale. 98
6.8.1. Presiunile intermediare. 98
6.8.2. Răcirea incompletă a gazului în răcitoarele intermediare. 101
6.8.3. Prelevarea intermediară. 103
6.8.4. Condensarea vaporilor. 103
7. CURBELE CARACTERISTICE. 104
7.1. Caracteristicile de presiune. 104
7.2. Caracteristicile în funcţie de turaţie. . . . 106
7.3. Caracteristicile compresorului de aer cu două trepte. 108
8. DIMENSIONAREA COMPRESOARELOR CU PISTON. 111
8.1. Determinarea parametrilor principali ai compresorului cu o treaptă. 111
8.1.1. Principiul de calcul. 111
8.1.2. Modelul de calcul. 112
8.1.3. Trasarea caracteristicii de presiune 121
8.2. Determinarea parametrilor principali ai compresorului cu mai multe trepte. 123
8.2.1. Dimensiuni principale şi parametri caracteristici. 123
8.2.2. Principiul de calcul. 124
8.2.3. Calculul compresorului cu mai multe trepte pe baza constantei compresorului. 141
8.2.4. Tipizarea construcţiei de compresoare cu piston. 144

Scanned with OKEN Scanner

8.2.5. Determinarea presiunilor gazului în treptele compresorului prin metoda aproximaţiilor succesive. 145
8.2.6. Schema de calcul a compresorului cu mai multe trepte. 148
9. DISTRIBUTIA. 152
9.1. Rol. Clasificare. 152
9.2. Distribuţia prin supape independente. 153
9.2.1. Schema constructivă şi funcţionarea. 153
9.2.2. Soluţii constructive de supape. 157
9.2.3. Dispunerea supapelor. 177
9.2.4. Dimensionarea supapelor. 188
9.3. Distribuţia prin ferestre şi supape independente. 213
9.3.1. Distribuţia prin ferestre de aspiraţie şi supapă de refulare. 213
9.3.2. Distribuţia prin ferestre, supapă de aspiraţie şi supapă de refulare. 213
9.3.3. Dimensionarea ferestrelor de distribuţie. . 214
10. REGLAREA PRODUCTIVITATII. 220
10.1. Cerinţe. Clasificare. 220
10.2. Procesul de reglare 223
10.2.1. Impulsul de comandă 223
10.2.2. Reglarea prin menţinerea constantă a presiunii gazului din rezervorul tampon. . . 224
10.2.3. Reglarea contrapresiunii la refulare. . . 232
10.3. Procedee de reglare. 235
10.3.1. Reglarea bipoziţională. 235
10.3.1.1. Frecvenţa deconectărilor. 236
10.3.1.2. Volumul rezervorului. 238
10.3.1.3. Regulatorul 239
10.3.1.4. Dispozitive de execuţie 250
10.3.1.5. Exemple. 255
10.3.2. Reglarea multipoziţională. 258
10.3.2.1. Regulator multipoziţional 259
10.3.2.2. Dispozitivul pentru cuplarea camerei adiţionale la cilindrul de comprimare.. 262
10.3.3. Reglarea continuă. 265
10.3.3.1. Regulatorul proporţional. 265
10.3.3.2. Dispozitive de execuţie 266
10.3.4. Compararea procedeelor de reglare 280

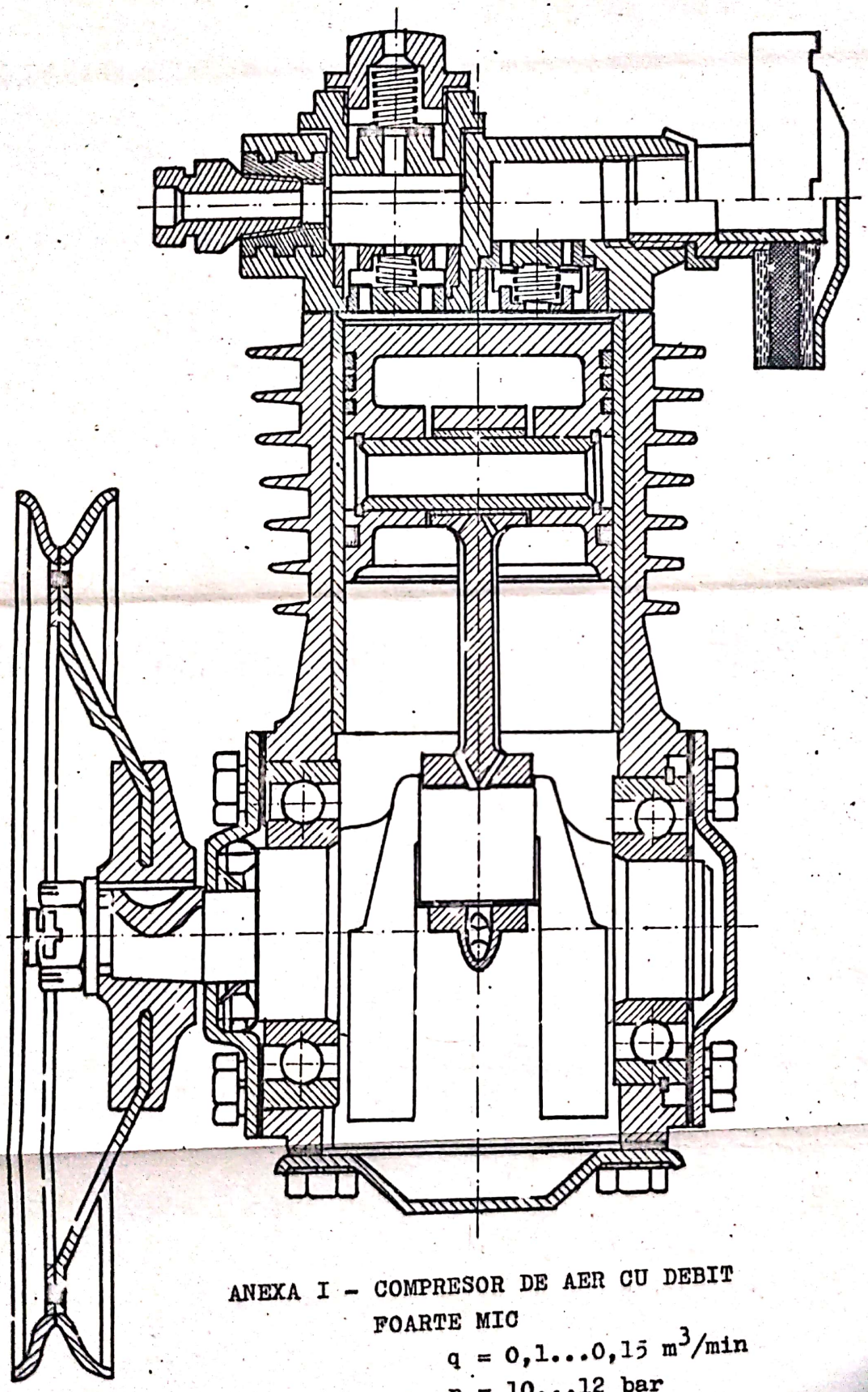
Scanned with OKEN Scanner

11. CONSTRUCTIA COMPRESOARELOR CU MECANISM BIELA-MANIVELA. 282
11.1. Aspecte constructive generale 282
11.2. Dispunerea treptelor de comprimare. 282
11.3. Soluţii constructive uzuale. 283
11.3.1. Compresoare cu treaptă. 283
11.3.2. Compresoare cu două trepte. 285
11.3.3. Compresoare cu trei trepte. 286
11.3.4. Compresoare cu patru şi cu mai multe trepte 288
11.4. Agregatul motor-compresor 290
11.5. Compresoare fără ungere 292
11.5.1. Compresorul cu segmenţi de etanşare. . . 293
11.5.2. Compresorul cu labirinţi de etanşare. . . 294
11.6. Compresorul cu membrană. 295
12. RACIREA. 299
12.1. Necesitatea răcirii. 299
12.2. Schimbul de căldură şi agentul de răcire. . 299
12.3. Procesul de răcire. 300
12.3.1. Răcirea prin corpul şi capacul cilindrului de comprimare. 300
12.3.2. Răcirea prin răcitorul intermediar şi final. 302
12.4. Răcirea cu apă. 302
12.4.1. Schema instalaţiei. 302
12.4.2. Construcţia răcitoarelor 303
12.5. Răcirea cu aer. 307
12.5.1. Schema instalaţiei. 307
12.5.2. Aspecte constructive. 308
12.6. Calculul suprafeţelor de schimb de căldură. 309
12.6.1. Suprafeţele de răcire a cilindrului şi a chiulasei. 309
12.6.2. Suprafaţa de schimb de căldură a răcitorului intermediar sau final. 310
12.6.3. Calculul coeficienţilor globali de schimb de căldură. 310
12.6.4. Diferenţa medie logaritmică de temperatură pentru răcitor. 312
12.6.5. Debitul de agent de răcire. 313
12.6.6. Ventilatorul de aer. 314

13. UNGEREA. 315
13.1. Rol. Particularităţi 315
13.2. Formarea depunerilor cărbunoase. 316
13.3. Lubrifianţi. 319
13.3.1. Caracteristici fizico-chimice. 319
13.3.2. Corelaţia lubrifiant-gaz comprimat . . . 321
13.3.3. Tipuri de uleiuri. 322
13.3.4. Consumul de ulei 324
13.4. Instalaţii de ungere 326
13.4.1. Instalaţia de ungere pentru compresoare cu piston plonjer. 326
13.4.2. Instalaţia de ungere pentru compresoare cu cap de cruce. 328
13.5. Particularităţile componentelor instalaţiei de ungere 330
14. INSTALATIA AFERENTĂ COMPRESORULUI 331
14.1. Componentele instalaţiei. 331
14.1.1. Motorul de acţionare 331
14.1.2. Fundaţia sau şasiul. 332
14.1.3. Conductele de legătură. 332
14.1.4. Filtrul 336
14.1.5. Epuratorul 340
14.1.6. Separatorul de apă şi de ulei. 341
14.1.7. Rezervorul tampon. 342
14.1.8. Aparate de măsură şi de control. Dispozitive de protecţie. 344
14.1.9. Conductele de evacuare a condensatului. . 345
14.2. Sala compresoarelor. 346
14.3. Montarea compresoarelor 348
14.4. Combaterea vibraţiilor. 349
14.4.1. Forţele şi momentele forţelor din mecanismul motor. 349
14.4.2. Echilibrarea forţelor şi momentelor forţelor perturbatoare. 352
14.4.3. Uniformizarea mişcării arborelui cotit. . 358
14.4.4. Vibraţiile ansamblului agregat-fundaţie. . 359
14.4.5. Metode de reducere a frecvenţei proprii a fundaţiei. 361
14.5. Combaterea zgomotului. 363
14.5.1. Surse de zgomot. 369

14.5.2. Metode de diminuare a zgomotului. 364
14.6. Organizarea şi funcţionarea staţiei de aer comprimat. 367
14.6.1. Instalaţia de aer comprimat. 367
14.6.2. Funcţionarea instalaţiei de aer comprimat . 369
14.7. Tratarea aerului comprimat. 372
14.7.1. Utilizarea aerului comprimat. 372
14.7.2. Uscarea aerului comprimat. 372
14.7.3. Uleierea aerului comprimat. 375
BIBLIOGRAFIE. 376
ANEXE. 384

A N E X E

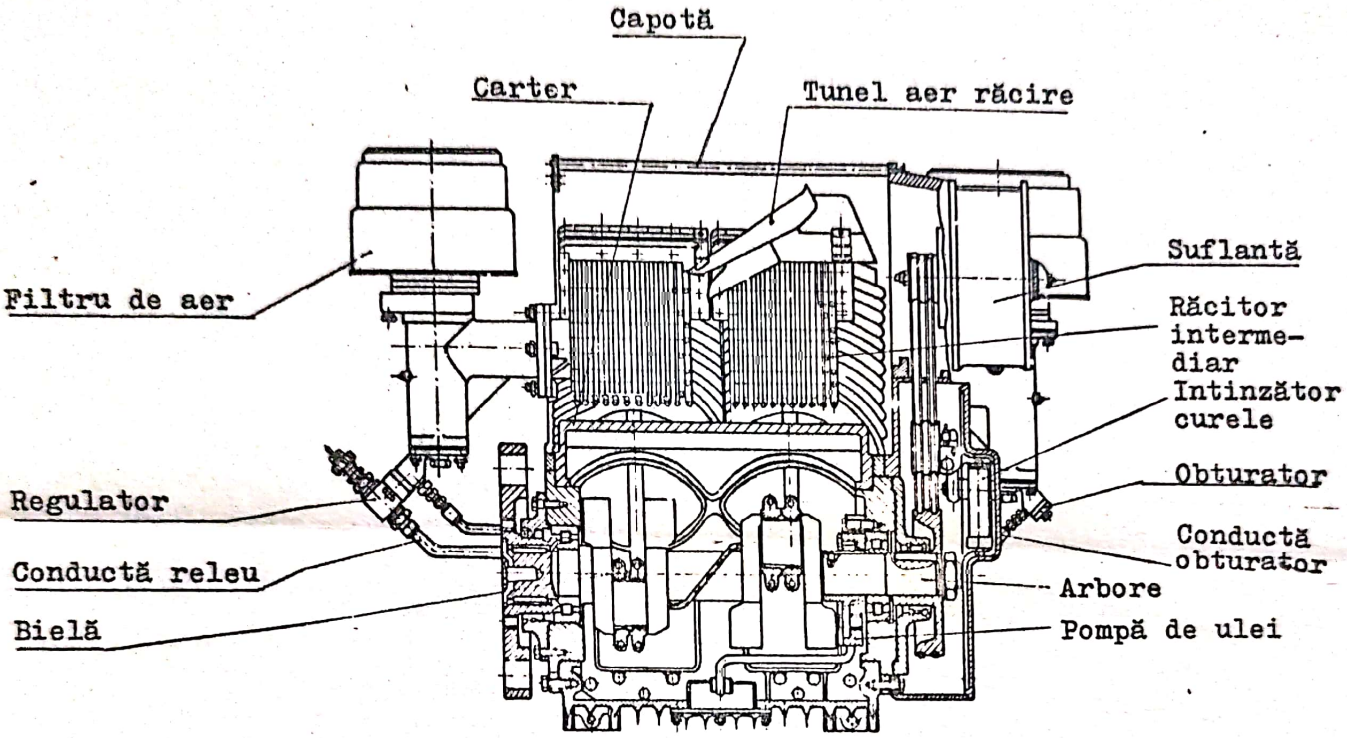


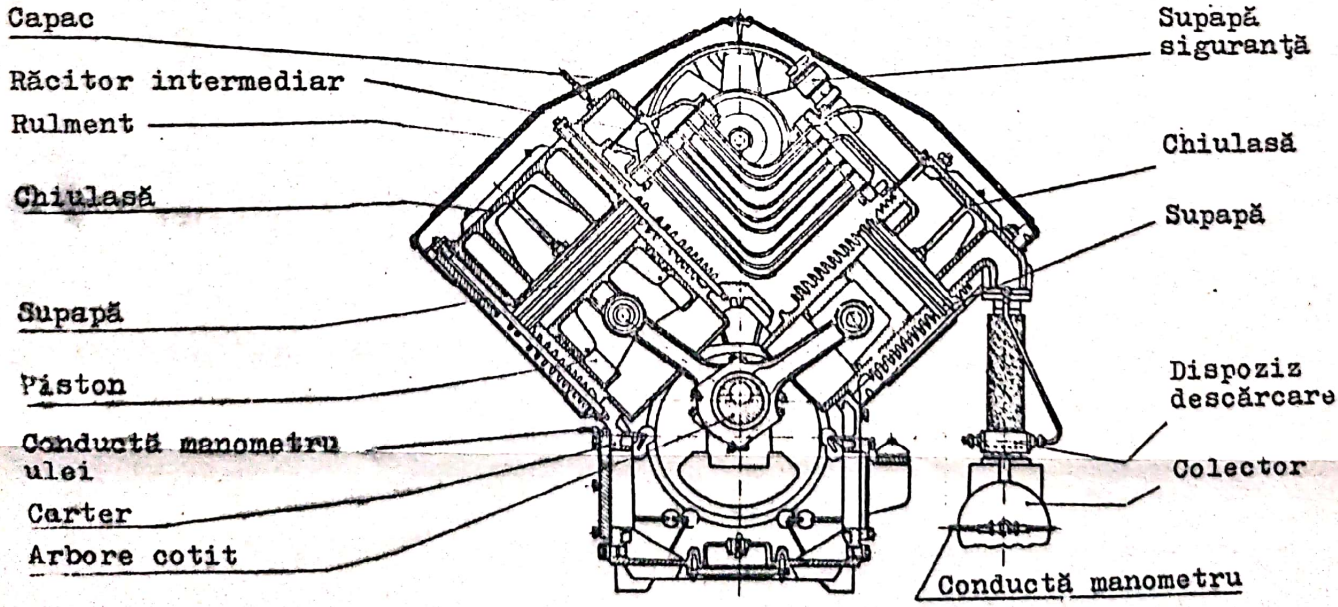
ANEXA I - COMPRESOR DE AER CU DEBIT FOARTE MIC

$q = 0,1...0,15\ m^3/min$

$p_R = 10...12\ bar$

Scanned with OKEN Scanner

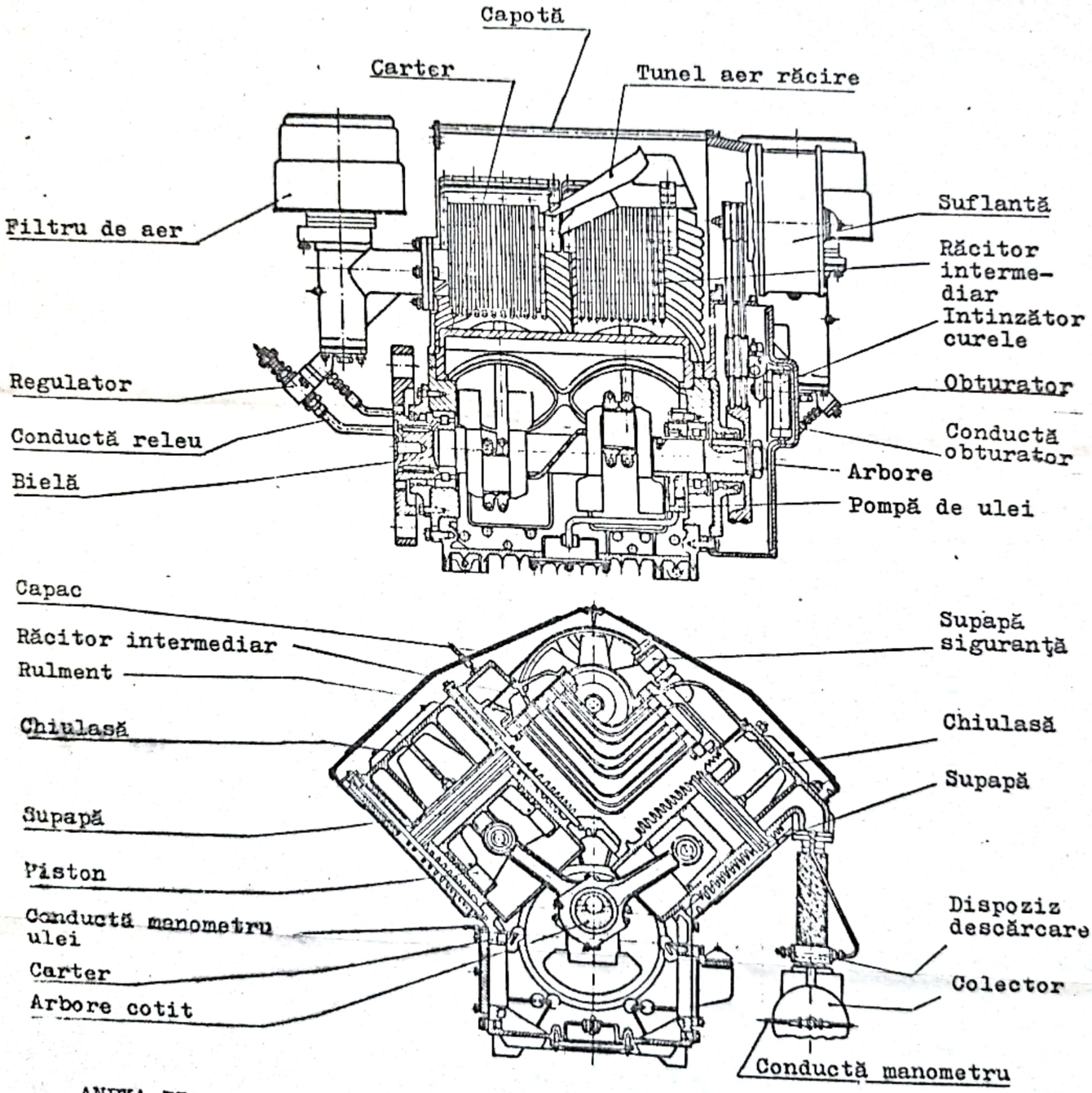




ANEXA II - COMPRESORUL DE AER EC 10

$q = 9,5\ m^3/min$

$p_R = 7,0$ bars



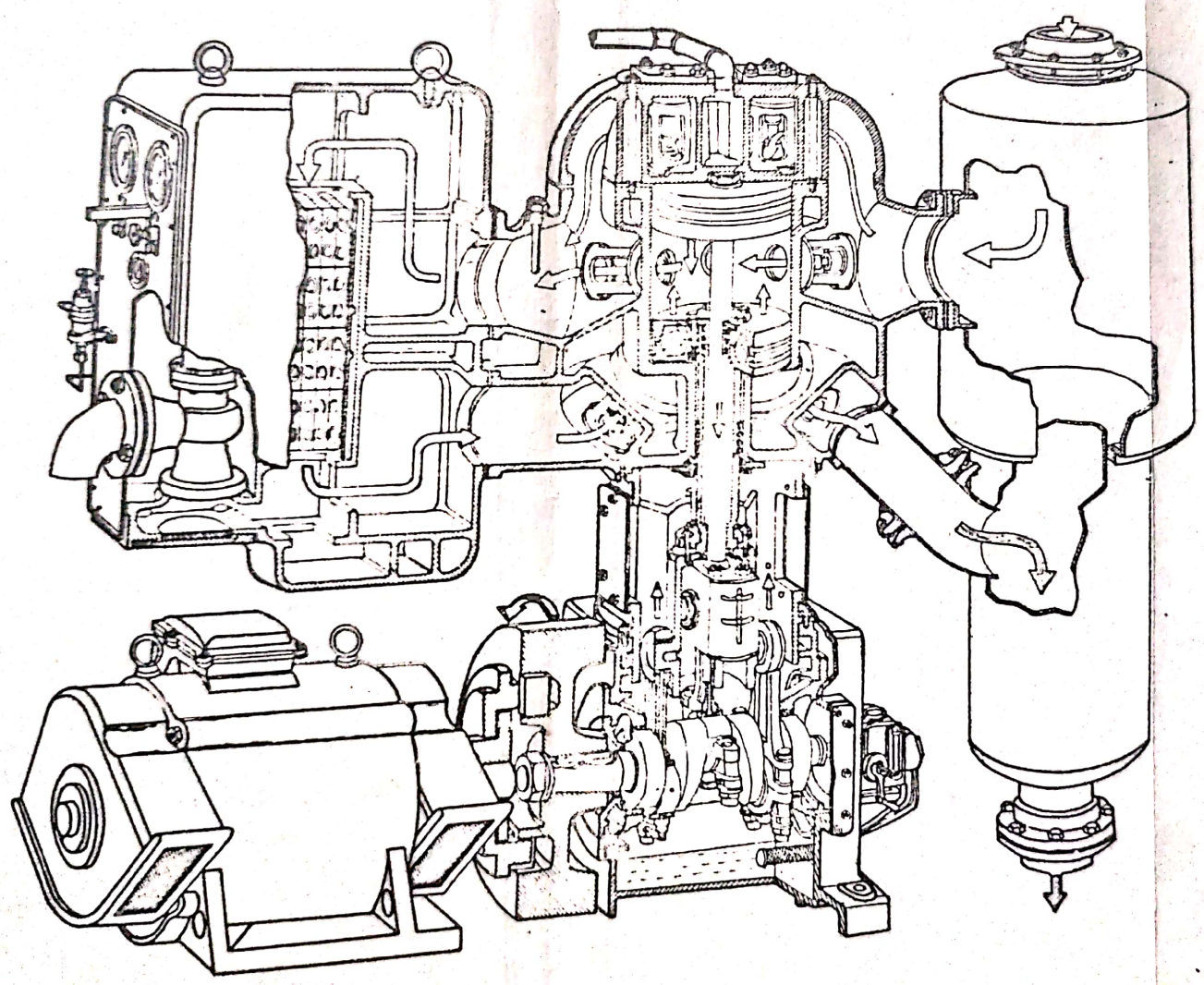
ANEXA II - COMPRESORUL DE AER EC 10

$q = 9,5\ m^3/min$

$p_R = 7,0$ bars

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner



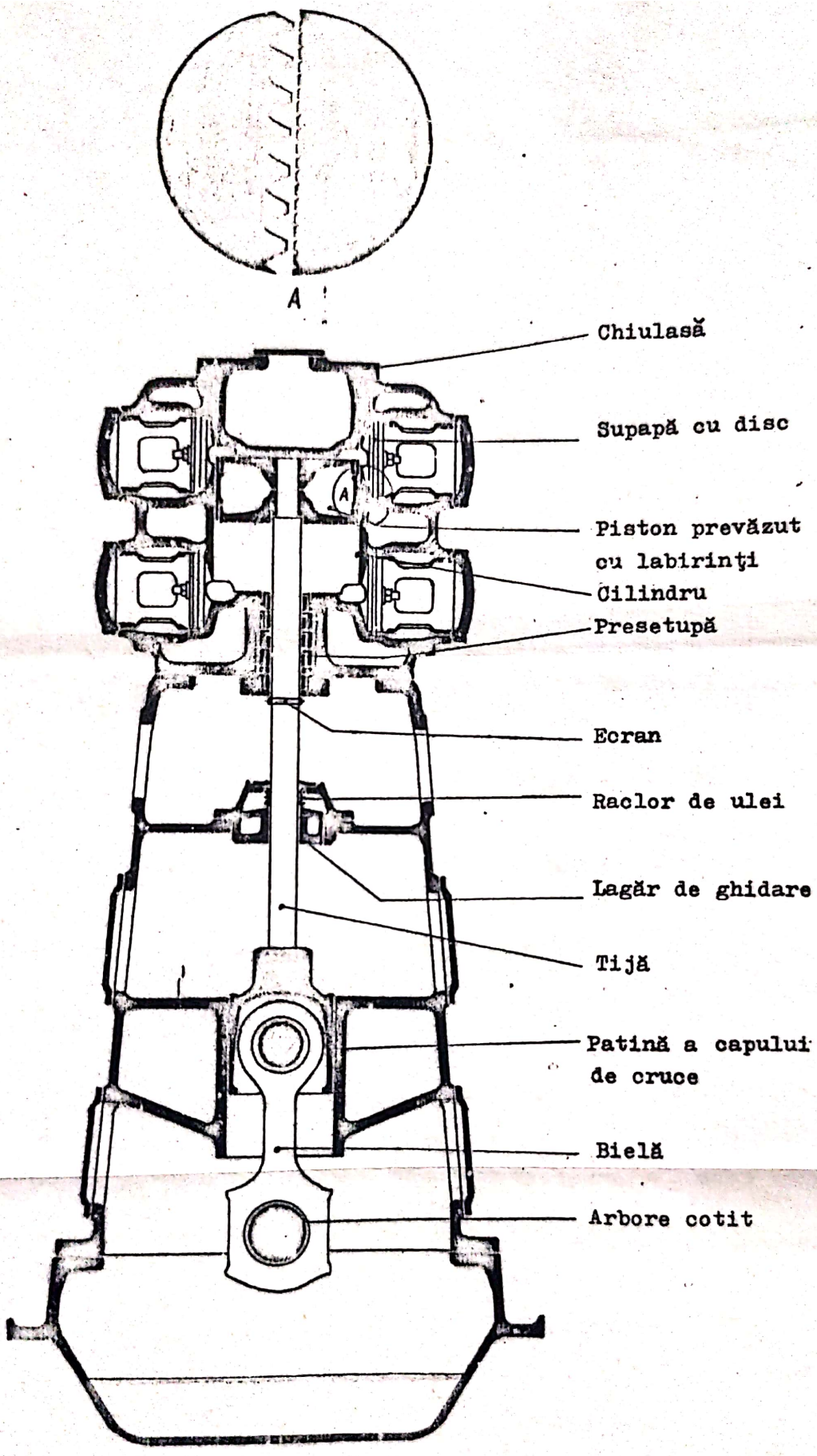
ANEXA III -

COMPRESOR MONOCILINDRIC CU DOUĂ PISTOANE ANTAGONISTE ȘI CU DUBLU EFECT

Obs.: Comprimarea în treapta a doua este realizată de fața inferioară a pistonului inferior.

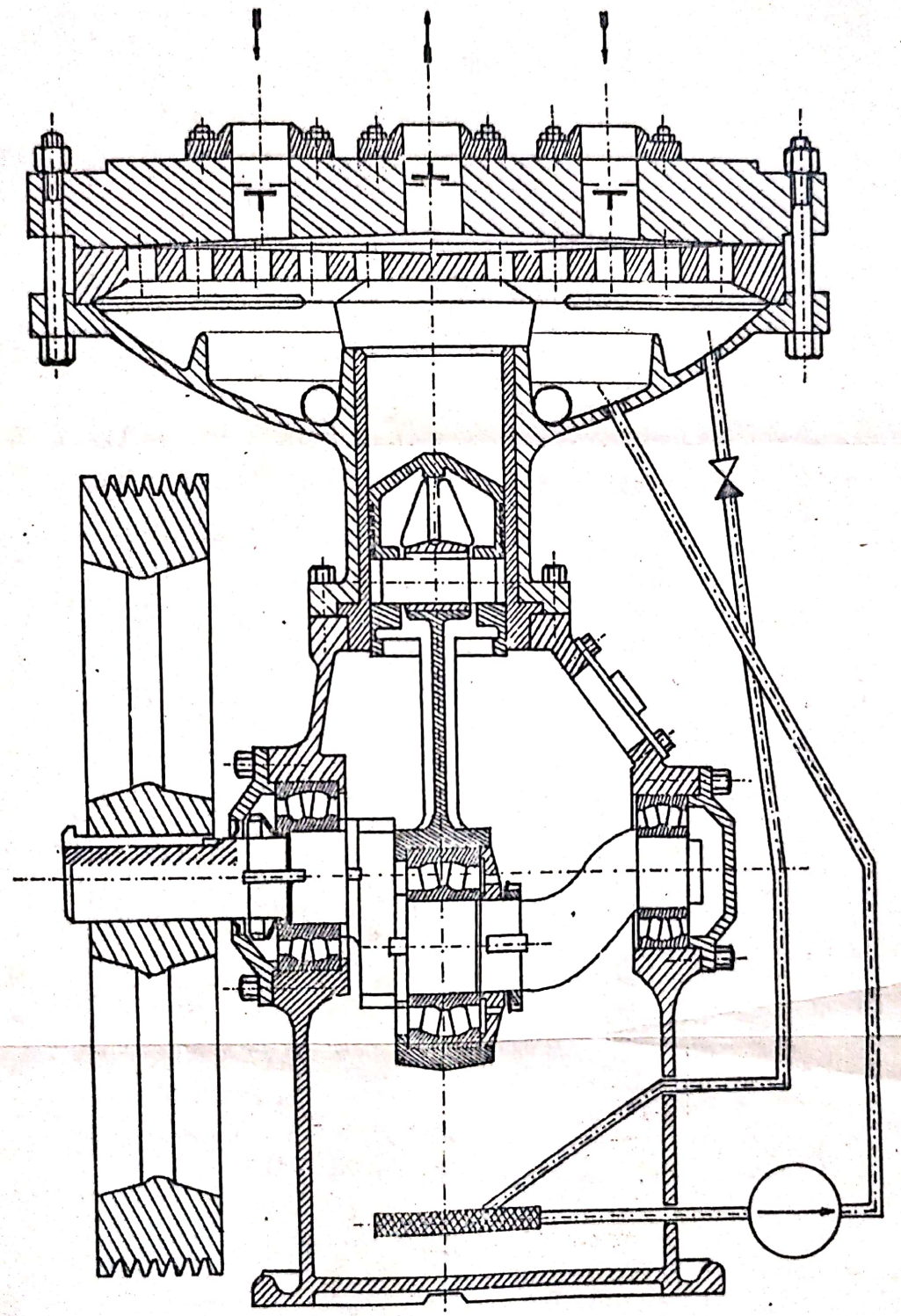
$q = 1070$ sau $770 \frac{m^3}{min}$

$p_R = 8$ bar



ANEXA IV - SCHEMA CONSTRUCTIVĂ A UNUI COMPRESOR CU LABIRINŢI

Scanned with OKEN Scanner



ANEXA V - SCHEMA CONSTRUCTIVĂ A UNUI COMPRESOR CU MEMBRANĂ

Scanned with OKEN Scanner